

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**BANCOS DE ENSAIO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA :
UMA ABORDAGEM MULTIVARIÁVEL PARA O CONTROLE DE REGIME EM
ENSAIOS DINÂMICOS**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

KEN RAGNER MORITA

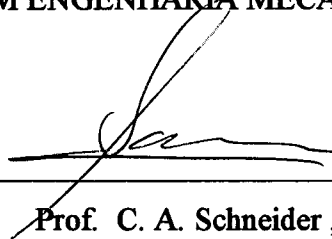
FLORIANÓPOLIS, OUTUBRO DE 1994

**BANCOS DE ENSAIO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA :
UMA ABORDAGEM MULTIVARIÁVEL PARA O CONTROLE DE REGIME
EM ENSAIOS DINÂMICOS**

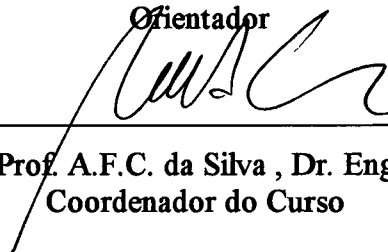
KEN RAGNER MORITA

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO
METROLOGIA E AUTOMATIZAÇÃO, APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

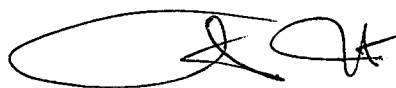


Prof. C. A. Schneider , Dr.-Ing.
Orientador

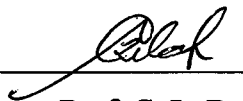


Prof. A.F.C. da Silva , Dr. Eng.
Coordenador do Curso

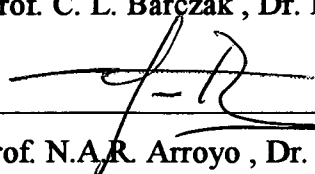
BANCA EXAMINADORA



Prof. C. A. Martin , Dr.-Ing.



Prof. C. L. Barczak , Dr. Eng.



Prof. N.A.R. Arroyo , Dr. Ing.

AGRADECIMENTOS

Ao Laboratório de Metrologia e Automatização (LABMETRO - UFSC) e Fundação CERTI, pelas condições oferecidas para a realização do trabalho;

À CAPES pelo apoio financeiro;

Ao Prof. Dr.-Ing. B. Snoeijer e ao Prof. Dr. Eng. A.A. Gonçalves Jr. , pelo apoio concedido no início do curso de pós-graduação;

Ao Prof. Dr.-Ing. C.A. Schneider pela orientação no trabalho;

À Volvo do Brasil veículos Ltda., nas pessoas do Eng. L.E.L. Ronconi e Eng. H. Kubo, pela possibilidade em executar a parte experimental do trabalho em suas dependências.

Agradecimentos especiais à Srta. Friederike Bollmann.

ÍNDICE

RESUMO.....	vii
ABSTRACT.....	viii
SIMBOLOGIA.....	ix
I - INTRODUÇÃO	1
1 . 1 - OS ENSAIOS DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	1
1 . 1 . 1 - Os ensaios de motores de combustão interna e o seu papel no desenvolvimento de sistemas automotivos	2
1 . 1 . 2 - Os ensaios de motores de combustão interna e o seu papel na certificação de motores e veículos	3
1 . 2 - BREVE HISTÓRICO DOS BANCOS DE ENSAIO DINÂMICO	4
1 . 3 - O PROJETO DE CONTROLADORES DE REGIME DE UM BANCO DE ENSAIO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	7
1 . 4 - PROPOSTA DE TRABALHO	8
1 . 4 . 1 - Definição dos requisitos de projeto	9
1 . 4 . 2 - Modelamento	9
1 . 4 . 3 - Projeto do controlador	10
1 . 4 . 4 - Implementação	11
II - OS ENSAIOS EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	12
2 . 1 - CLASSIFICAÇÃO DOS ENSAIOS DE MOTORES	13
2 . 1 . 1 - Ensaio de homologação com respeito à emissão de gases poluentes e ao índice de fumaça	14
2 . 2 - OPERAÇÕES DE CONTROLE E MEDIÇÃO	17

2.2.1 - Grandezas a medir e a determinar	17
2.2.2 - Grandezas a controlar	19
2.2.3 - Medição e controle do regime de operação	20
2.3 - MODOS DE ENSAIO DE MOTORES	22
2.4 - CATEGORIAS DE BANCOS DE ENSAIO DE MOTORES	24
2.5 - INSTRUMENTAÇÃO BÁSICA DOS BANCOS DE ENSAIO DE MOTORES	25
2.6 - BANCOS DE ENSAIO DINÂMICO CARACTERÍSTICAS BÁSICAS	30
2.6.1 - Bancos de ensaio dinâmico baseados em dinamômetro hidráulico	31
2.6.2 - Bancos de ensaio dinâmico baseados em dinamômetros de correntes de Foucault	33
2.6.3 - Bancos de ensaio dinâmico baseados em motores assíncronos e de corrente contínua	34
2.7 - RESUMO COMPARATIVO DOS DIFERENTES BANCOS DE ENSAIO DINÂMICO	36

III - MODELAMENTO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

E DINAMÔMETROS	38
3.1 - EVOLUÇÃO E TENDÊNCIAS	38
3.2 - MODELOS MATEMÁTICOS DE MOTORES DISPONÍVEIS NA LITERATURA	40
3.3 - MODELAMENTO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	43
3.3.1 - Modelamento do turboalimentador	44
3.3.2 - Modelamento da válvula borboleta	45
3.3.3 - Modelamento do coletor de admissão	45
3.3.4 - Modelamento da injeção de combustível	46
3.3.5 - Modelamento da geração de torque	47
3.3.6 - Modelamento da dinâmica rotacional	47
3.4 - MODELAMENTO DO EIXO DE CONEXÃO MOTOR-DINAMÔMETRO	48
3.5 - MODELAMENTO DO DINAMÔMETRO	48

3 . 5 . 1 - Modelamento de dinamômetro hidráulico	48
3 . 5 . 2 - Modelamento de dinamômetro de correntes de Foucault	49
3 . 5 . 3 - Modelamento de máquinas assíncronas	49
3 . 5 . 4 - Modelamento de máquinas de corrente contínua	50
3 . 6 - APLICAÇÃO DOS MODELOS EM PROJETOS DE CONTROLE DE REGIME	51
IV - SÍNTESE DE CONTROLADORES DE REGIME DE ENSAIO	53
4 . 1 - DEFINIÇÃO DOS REQUISITOS DE PROJETO	53
4 . 2 - MODELO	55
4 . 2 . 1 - Definição do tipo de banco e seu modelamento	55
4 . 2 . 2 - Descrição do modelo adotado	56
4 . 3 - DEFINIÇÃO DA ESTRUTURA DE CONTROLE	59
4 . 4 - SÍNTESE DE CONTROLE - SIMULAÇÃO	65
4 . 4 . 1 - Síntese via realimentação de estados	65
4 . 4 . 2 - Síntese via realimentação de saída	67
4 . 5 - ANÁLISE DE ESTABILIDADE	75
4 . 6 - OBSERVAÇÕES E COMENTÁRIOS	82
V - IMPLEMENTAÇÃO	85
5 . 1 - REQUISITOS DE PROJETO	86
5 . 2 - INFRAESTRUTURA DE EXPERIMENTAÇÃO	86
5 . 3 - ENSAIOS PRELIMINARES	87
5 . 3 . 1 - identificação	91
5 . 4 - SÍNTESE DE CONTROLE - SIMULAÇÃO	94
5 . 5 - ANÁLISE DE ESTABILIDADE	96
5 . 6 - IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLADOR PROJETADO	97
5 . 7 - CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS	102
VI - CONCLUSÃO	103

RESUMO

A indústria automotiva se confronta com a tarefa de desenvolver veículos que proporcionem máxima economia de combustível, mínima emissão de poluentes, apresentem satisfatórias características de dirigibilidade, se adequando concomitantemente, a rígidas restrições quanto aos custos de produção. A progressiva severidade destes requisitos têm conduzido a muitos desenvolvimentos na área de ensaio de motores, sendo que o banco de ensaio dinâmico se destaca da maneira especial, entre estas novas tecnologias, na análise de fenômenos transitórios. O projeto de bancos de ensaio de motores de combustão interna, aptos a seguirem programas de ensaio dinâmico, englobam desafios técnicos dos campos da metrologia e controle automático. De forma particular, para um preciso controle do regime de operação do ensaio, faz-se necessário o emprego de estratégias não-convencionais de controle.

O presente trabalho aborda os temas básicos relativos aos ensaios dinâmicos de motores de combustão interna, com ênfase à descrição e modelamento dos componentes do banco, além das atividades de medição e controle.

Parte relevante do trabalho trata da formulação de controladores de torque e rotação, concebidos inicialmente com base em um modelo de banco de ensaio de motores ciclo Otto equipado com dinamômetro de correntes de Foucault. Estratégias mono- e multivariáveis de controle, como PID's e abordagens com realimentação de estados e saída, são apreciadas segundo especificações particulares de projeto. A adequabilidade de um controlador multivariável para ensaios de motores em bancada, é ilustrada através de simulações, e comprovada na prática mediante implementação em um banco de ensaio baseado em dinamômetro de correntes de Foucault, onde o controlador digital de torque projetado proporcionou rápida estabilização, aliada a boas características de estabilidade e robustez, no ensaio de um motor Diesel com gerenciamento eletrônico de injeção.

ABSTRACT

The automotive manufacturers are faced with the problem of developing vehicles that maximize fuel economy, yield minimum engine exhaust emissions, provide satisfactory driveability characteristics, and satisfy rigid cost constraints. These increasingly stringent requirements have led to many developments in engine testing. Among the most sophisticated tools, dynamic testing of internal combustion engines play a central role in the analysis of transient phenomena. The developments of internal combustion engines test stands, capable to perform dynamic testing, involve several technical challenges in the field of metrology and automatic control. Particularly, the accurate control of the operational conditions of a dynamic test program requires non-conventional torque and speed control strategies.

This work analyses the basic themata related to internal combustion engines dynamic testing, with emphasis on the test rig components description and modelling, and the basic tasks of measurement and control.

The preponderant part of the work deal with the formulation of a torque and speed controller, developed initially on the basis of an eddy-current dynamometer / spark ignited engine test rig model. Scalar and multivariable control strategies like PIDs, state feedback and output feedback approaches, are analysed regarding some particular project specifications. Simulations of the system controlled via multivariable output feedback proved suitability for physical implementation in test stands. This was carried out in a test facility equipped with an eddy-current dynamometer, where a digital torque controller ensured short settling time besides good stability and robustness, in the testing of an electronic managed Diesel engine.

S I M B O L O G I A

n_e	rotação do eixo virabrequim
n	rotação do rotor do dinamômetro
T	torque do motor de combustão
α	posição angular da válvula borboleta
I_d	corrente de excitação da bobina do dinamômetro
V_t	tensão de controle do servoposicionador da válvula borboleta
V_L	tensão de controle da corrente do dinamômetro
$w(t)$	sinal exógeno
$u(t)$	sinal de controle
$x(t)$	variável de estado
$y(t)$	saída do sistema
$e(t)$	erro
$d(t)$	distúrbio
$A, B,$	
C, D	matrizes dinâmicas do sistema
$G(s)$	função transferência no domínio de s
$G(z)$	função transferência no domínio de z
$A := B$	o conjunto A é, por definição, o conjunto B
A'	transposta de A
$\text{Re} \{ \bullet \}$	parte real
$\text{Im} \{ \bullet \}$	parte imaginária
$\text{diag} [a_i]$	matriz diagonal com elementos a_i
ω	frequência
$C(s)$	controlador
$P(s)$	planta
$\Delta \%$	variação percentual

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Desde sua invenção, os motores de combustão interna, Ciclo Otto e Ciclo Diesel, têm sofrido inumeráveis modificações e inovações, decorrentes sobretudo da enorme concorrência dos fabricantes de veículos e motores. Os sistemas automotivos hoje existentes, sobretudo os motores, transmissões, suspensão ativa e freios, agregam modernas tecnologias, das mais diversas áreas da engenharia. Prova disso são, por exemplo, os inúmeros sistemas automotivos controlados por microprocessadores.

Até a década de 60, as tarefas de controle e comando de sistemas automotivos eram realizadas empregando-se dispositivos totalmente hidráulicos e/ou mecânicos. Exemplos são as antigas transmissões automáticas, os mecanismos de controle de avanço de centelha e governadores centrífugos. Naquela época tais sistemas cumpriam plenamente os requisitos impostos em projeto, mas as necessidades crescentes quanto à segurança, redução do consumo de combustível e de emissão de poluentes, no entanto, exigiram o desenvolvimento de equipamentos muito mais sofisticados.

O rápido desenvolvimento no campo da microeletrônica teve um efeito surpreendente no projeto de tais equipamentos. Hoje, por exemplo, sistemas eletrônicos para o controle de freio e de injeção de combustível, são produtos convencionais. Incontestavelmente, muitos outros sistemas de controle eletrônico com aplicação automotiva surgirão ao longo do tempo, sendo que a parcela relativa aos custos destes sistemas, em relação ao custo total do veículo, crescerá ainda por tempo considerável. [1]

A integração completa dos sistemas de comando e/ou controle eletrônico nos veículos e motores, só é alcançada com êxito após exaustiva experimentação, efetuada em bancos de ensaio de veículos e motores, além dos clássicos ensaios em campo.

Seja nos ensaios para verificação do desempenho dos sistemas modernos de gerenciamento, seja nos ensaios para homologação quanto à emissão de poluentes, segundo as normas mais recentes, severos requisitos são impostos aos controladores e sistemas de medição empregados na bancada. Estes requisitos incluem, de forma especial, a perfeita reprodução e medição em bancada, dos fenômenos transitórios comumente presentes durante a operação do veículo, em condições de tráfego.

1.1 - OS ENSAIOS DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Sistemas de ensaio de motores de combustão interna têm fornecido já há muito tempo, informações acerca do efeito das modificações tecnológicas introduzidas nos motores, em termos de desempenho e durabilidade, com vista à otimização do produto.

Cabe a estes sistemas, ademais, desempenharem a tarefa de controle de qualidade dos motores produzidos em série, os quais devem atender requisitos mínimos de desempenho, confiabilidade, durabilidade, níveis de ruído e poluição ambiental, entre outros.

1.1.1 - Os ensaios de motores de combustão interna e o seu papel no desenvolvimento de sistemas automotivos

Os ensaios convencionais de motores de combustão interna são realizados em regime de operação estabilizada, condição na qual a coleta de dados de operação é feita após o torque e a rotação atingirem o regime estacionário. Tradicionalmente, ensaios em regime estacionário proveram os dados necessários para o projeto de motores e veículos.

Com a complexidade dos modernos motores, incluindo-se os sistemas de ignição, carburação, injeção, controle de emissões e outros, exige-se o conhecimento da interação entre estes subsistemas, para uma abordagem de projeto inteligente. Estas informações, não disponíveis

completamente através de ensaios em regime estacionário, podem ser obtidas analisando-se o comportamento transitório ou dinâmico de um motor ou veículo. Por exemplo, a eficiência total do veículo e a emissão de poluentes são altamente dependentes dos transitórios de rotação e torque. [2 , 3 , 4]

Para um projeto mais efetivo, necessita-se portanto de resultados experimentais confiáveis e com boa reprodutibilidade, obtidos em condições dinâmicas.

A possibilidade de manipulação de parâmetros veiculares com a flexibilidade oferecida pelos sistemas automatizados de um banco de ensaio de motores, com capacidade de simulação de testes de estrada, concentraram os esforços no sentido de transferir pesquisas feitas em dinamômetros-chassis (banco de ensaio de veículos) para bancos de ensaio de motores .

De fato, em bancos sofisticados de ensaio de motores, é possível considerar as influências de parâmetros como massa do veículo, relação de transmissão, coeficiente de penetração aerodinâmica, etc., no consumo de combustível e emissão de poluentes.

Dois fatores de extrema relevância metrológica também ressaltam as vantagens de ensaios em bancadas, em comparação aos testes em estrada e em dinamômetro-chassis: a superior reprodutibilidade e a comodidade na instalação e manutenção de instrumentos.

1.1.2 - Os ensaios de motores de combustão interna e o seu papel na certificação de motores e veículos

A certificação legal de motores em relação à emissão de poluentes representou um fator importante no desenvolvimento de procedimentos e equipamentos para a execução de ensaios dinâmicos.

Vários países têm proposto seus próprios procedimentos de ensaio, elaborados de modo a analisar quantitativamente as emissões que os motores provocariam se operassem em situação normal de tráfego. Exemplos são o procedimento de ensaio norte-americano (FTP driving schedule) [11], o procedimento da Comunidade Européia (European test schedule) [12] e o procedimento japonês (10-mode test schedule).

O método de ensaio para emissão de poluentes no caso de ensaios de motores de transporte pesado, prescrito pelas normas vigentes na Comunidade Européia, é o denominado ensaio de 13 pontos (EC regulation R49), onde o ciclo de ensaio é efetuado em pontos de regime especificados, depois de estabilizados torque e rotação. Portanto os resultados não sofrem influência de efeitos de aceleração e desaceleração. Tal procedimento é o recomendado também pelas normas brasileiras. [45]

No entanto, este procedimento não é mais aceito pela agência de proteção ao meio ambiente dos Estados Unidos (EPA), para a certificação de veículos de transporte pesado, desde 1986, que o substituiu por um procedimento no qual os pontos de regime especificados no ensaio são coletados em uma jornada em tráfego urbano ou auto-pista.

O programa para o desenvolvimento do ciclo transiente começou em 1971, com um estudo conjunto entre a EPA e o CRC (Coordinating Research Council). Como consequência direta, todos os fabricantes de veículos e motores, interessados no mercado norte-americano de veículos de transporte pesado, necessitaram investir em equipamentos que pudessem cumprir com as especificações do ciclo FTP.

Tais investimentos remontam grandes somas, e a tecnologia necessária às tarefas de controle e medição das variáveis representou um desafio muito grande aos fabricantes de equipamentos e à área da pesquisa acadêmica.

1.2 - BREVE HISTÓRICO DOS BANCOS DE ENSAIO DINÂMICO

Os primeiros bancos de ensaio adequados à análise de transientes, disponíveis no mercado, surgiram em meados da década passada. Destacaram-se como fornecedores a Siemens AG (Alemanha) e a AVL List GesmbH (Áustria), pioneiros e ainda hoje grandes fabricantes.

Os produtos fornecidos ao final da última década, já eram capazes de substituir com vantagens os chamados dinamômetros-chassis, em algumas aplicações.

Os dinamômetros-chassis eram e ainda são, empregados na realização de ensaios não-estáticos.

Entretanto, até início da década de 80, muitas pesquisas com ênfase à otimização de sistemas veiculares, com fins à economia de combustível e redução de emissão de poluentes, eram levados a cabo baseando-se em dados obtidos em ensaios estáticos, em dinamômetros-chassis. A importância futura de ensaios veiculares em dinamômetros-chassis pode ser justificada pelo fato de que nestes ensaios, analisa-se o veículo completo (motor, transmissão, chassis, trem de engrenagens, etc.). Isto, contudo, representa uma desvantagem no caso de ensaios de motores experimentais, onde a influência da transmissão, por exemplo, não precisa ou mesmo não deve ser considerada.

Algumas das atividades básicas desenvolvidas em bancos de ensaio estáticos, como é o caso do mapeamento de motores, demandam um tempo de ensaio bastante longo.

Em motores ciclo Diesel, um mapeamento de consumo específico pode exigir um dia inteiro de ensaios. Outro ensaio que pode consumir bastante tempo, e conseqüentemente tornar-se por demais oneroso, é o de avaliação de emissão de poluentes, em regime estacionário (13 pontos).

Um mapeamento obtido através de ensaios dinâmicos pode perfeitamente oferecer uma economia expressiva de tempo de ensaio.

Mesmo antes das progressivas restrições impostas pela legislação aos limites de emissões de poluentes, e do alastramento do uso de microprocessadores em sistemas automotivos na década de 70, centros de pesquisa de avançada tecnologia no setor automobilístico , já dedicavam atenção aos fenômenos transitórios e à busca de uma infra-estrutura experimental capaz de analisar tais fenômenos. Esse período compreende o final dos anos 60 até meados da década de 70. Todavia, nesta época, não estava disponível uma tecnologia a custos acessíveis, na área de bancos automatizados de ensaio de motores de combustão interna, que cumprisse com os severos requisitos no campo da metrologia e comando/controle.

Nessa época, a automatização de ensaios estava apenas começando (surge em 1965 o primeiro artigo da SAE, descrevendo um banco de ensaio automatizado), e já constituía em uma tarefa suficientemente complexa. [5]

Em 1972, a Siemens lança no mercado um equipamento baseado em um freio-acionador alimentado via conversor de frequência estático. O dinamômetro era constituído em parte por um motor de indução especial, apresentando momento de inércia 70 % inferior a aqueles dos dinamômetros até então existentes. Isso possibilitava sua utilização em ensaios cuja velocidade

ultrapassava os valores convencionais, como por exemplo em ensaios de motores Wankel e turbinas a gás. Também conferia uma melhor característica dinâmica ao banco de ensaio.

A controlabilidade excepcional, em relação aos acionamentos assíncronos convencionais, se deve à estratégia de desacoplamento entre os circuitos de controle de torque e fluxo magnético, o denominado “controle orientado ao campo”.

Este mesmo banco de ensaio sofreu inúmeras modificações, preponderantemente na instrumentação e no sistema de automatização.

Por volta de 1989, o sistema se desenvolveu de tal modo, que não só se constituía em uma ferramenta apta à análise em regime transitório, como também possibilitava a simulação dinâmica completa de testes de estrada. O projeto foi coordenado pela Siemens, com participação da firma BMW. Pouco mais tarde, em 1988, surgia um produto similar, colocado no mercado pela firma AVL [6]. Já no começo da presente década, surgiram outros fornecedores, cujos equipamentos se distinguem consideravelmente em configuração e preço.

Enquanto o mercado oferecia seus produtos, os centros acadêmicos de pesquisa, que já há muito estudavam os fenômenos transitórios em motores de combustão interna, desenvolviam seus próprios equipamentos. Resultaram projetos com configurações as mais distintas possíveis. Boa parte dos equipamentos atendiam às especificações propostas, só em situações muito específicas, pois os investimentos no projeto eram escassos. De qualquer modo, hoje qualquer centro, cujas pesquisas abordam a análise de transitórios, dispõem de um banco de ensaio dinâmico.

Mais recentemente, intenso trabalho de pesquisa têm sido realizado na elaboração de modelos matemáticos de sistemas automotivos, principalmente de motores, que sejam mais completos, verossímeis, e conseqüentemente, mais complexos. A análise destes modelos através de um computador, implica em abster-se de grande parte dos ensaio em bancada. Obviamente, a eliminação total de ensaios experimentais jamais será plausível, para a maioria das aplicações, mas já se podem estudar muitos fenômenos exclusivamente através de simulações, o que afeta profundamente o projeto de motores (por ex. câmaras de combustão, pistões, sistemas de injeção e turboalimentação).

Boa parte dos modelos passam por uma etapa de validação em bancos de ensaio dinâmico.

Estes modelos espelham progressivamente, com maior veracidade, os fenômenos em altas frequências, exigindo portanto equipamentos de ensaio mais sofisticados.

Em plano nacional, apesar da importância econômica desempenhada pelas montadoras e fabricantes de autopeças, não são efetuados investimentos relevantes em pesquisa e desenvolvimento, na área de análise em regime não-estacionário.

Isto é em parte justificado pelo fato de tratar-se de pesquisas de ponta, em desenvolvimento de motores e veículos, concentradas nas matrizes das montadoras e fabricantes de motores instalados no país. E por outro lado, a legislação brasileira também não especifica certificação nos moldes norte-americanos, para veículos de transporte rodoviário pesado.

Nenhum centro acadêmico de pesquisa dispõe de um banco de ensaio dinâmico de motores, sendo que os dois únicos bancos existentes*, operando normalmente, pertencem a grandes empresas interessadas no mercado externo.

A exportação de sistemas automotivos e veículos, para países cuja legislação seja mais rigorosa, além da própria tendência de maior investimento futuro das empresas brasileiras, em produtos mais sofisticados, levam a crer que os ensaios não-estáticos se imponham, em breve, como metodologia padrão em aplicações específicas.

1.3 - O PROJETO DE CONTROLADORES DE REGIME DE UM BANCO DE ENSAIO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Na etapa de projeto de um controlador de regime de um banco de ensaio dinâmico, depara-se com várias dificuldades técnicas, que um banco de ensaio estático não apresenta.

Do ponto de vista metrológico, a maior dificuldade é representada pela medição dinâmica de torque. O instrumento deve não só exibir características dinâmicas excelentes e suportar as vibrações transmitidas do motor através do eixo de ligação motor-dinamômetro, como também deve suportar a fadiga oriunda da extremamente rápida variação de carga, típica dos ensaios dinâmicos.

* análise de mercado realizada em meados de 1993.

A questão de controle das variáveis de rotação e torque exige uma estratégia de projeto, na qual ambos laços de controle exerçam a menor influência possível entre si.

Entretanto, a inexistência de modelos disponíveis na literatura, que sejam adequados à síntese de controladores de torque e rotação em bancos, constitui a maior dificuldade.

Os modelos existentes e publicados, geralmente são concebidos para resolverem problemas específicos, geralmente relacionados à otimização de variáveis não relevantes para a estrutura básica do banco de ensaio dinâmico, como por exemplo, o avanço de centelha, a recirculação de gases de descarga e a relação ar-combustível. [7 , 8 , 9]

Tais modelos se prestam à análise em computador, com vista à otimização de parâmetros no projeto de motores. Muitos destes modelos são obtidos através de ensaios estáticos.

Essa dificuldade obrigou muitos pesquisadores a utilizarem outras abordagens para o projeto, principalmente utilizando resultados experimentais.

1.4 - PROPOSTA DO TRABALHO

Este trabalho de pesquisa tem como proposta gerar uma base de conhecimento para projetos de controladores de regime em bancos de ensaio de motores de combustão interna, capazes de seguir programas de ensaio dinâmico.

Esta base de conhecimento pretende envolver:

- o estudo dos modos e categorias de ensaio de veículos e motores.
- o estudo dos modelos matemáticos dos componentes do banco de ensaio.
- o estudo da problemática de comando, tratamento de sinal e instrumentação, específicos para condições de regime transitório.
- a avaliação da adequabilidade de diferentes técnicas de controle para o projeto de controladores de regime para ensaio estático e dinâmico.

O controle a ser implementado, é especificamente projetado para o banco de ensaio que esteja disponível para a etapa de experimentação. Apesar disso, pretende-se obter um controlador que apresente potencial para aplicação em distintos tipos de banco de ensaio. Em outras palavras, se procura desenvolver uma estrutura flexível de controle.

Sendo o tema de carácter multidisciplinar, envolvendo conhecimentos da área de dinâmica de sistemas, metrologia, processos termodinâmicos e fenômenos de transporte em motores, se abordará o problema sob a óptica do engenheiro de controle.

Assim sendo, estabelecer-se-ão as etapas de trabalho referentes ao projeto de controle de regime como sendo : definição dos requisitos de projeto, modelamento, projeto do controlador, análise de estabilidade, implementação e testes.

Em cada uma destas etapas, serão cumpridas atividades específicas, descritas a seguir.

1 . 4 . 1 - Definição dos requisitos de projeto

Serão definidos requisitos severos, mas factíveis. Assim sendo, se buscará chegar ao ponto limite (ao menos aparentemente limite), definido pelo desempenho conjunto do *hardware* e do *software* a ser estudado no trabalho. Valores inicialmente propostos para os requisitos serão definidos através da análise do desempenho de bancos de ensaio estático e dinâmico, descritos na literatura ou conhecidos pessoalmente.

1 . 4 . 2 - Modelamento

Em termos de modelamento, duas atividades serão levadas a cabo:

a) Estudo de modelos matemáticos disponíveis na literatura:

Busca e análise de modelos matemáticos de bancos de ensaio de motores de combustão interna (motores de combustão interna e dinamômetros), com potencial para aplicação prática. Um bom compromisso entre a complexidade (e portanto representatividade) e a facilidade em trabalhá-lo, será um critério especialmente valorizado, ao definir-se o melhor modelo dentre os estudados, para posterior aplicação na etapa de projeto de controle.

Com a análise dos modelos disponíveis na literatura se avaliará também a complexidade do problema e obter-se-ão critérios básicos para uma definição de qual estrutura de controle pode alcançar maior êxito, levando-se em conta alguns requisitos básicos para o projeto do controlador. Esta avaliação será feita através de simulações em computador, onde o desempenho de diferentes estruturas de controle pode ser apreciado.

b) Identificação experimental

Obtenção de um modelo matemático do banco de ensaio via experimentação, utilizando técnicas existentes para identificação de sistemas.

A identificação experimental será a ferramenta utilizada para a obtenção do modelo que servirá como base para o projeto de controle a ser implementado fisicamente. Para a definição da estrutura de controle e sua síntese, lança-se mão das informações obtidas no estudo dos modelos da literatura, ou caso possível, de um modelo obtido experimentalmente e validado, durante a fase inicial do trabalho.

Portanto, a preponderância entre uma ou outra atividade relativa ao modelamento, será função, basicamente, da:

- quantidade de informações existentes na literatura.
- perspectiva em dispor-se de uma infra-estrutura mínima, para a realização de experimentações.

1 . 4 . 3 - Projeto do controlador

Tendo-se as informações geradas na etapa anterior como subsídio, serão cumpridas as seguintes etapas de projeto :

a) Definição dos requisitos de projeto

Definição do desempenho do sistema final, basicamente em termos do tempo de estabilização, nível de sobresinal (sobrepassagem / *overshoot*), erro em regime estacionário e estabilidade.

b) Definição da estrutura de controle

Com base na definição dos requisitos de projeto e no modelo existente, estuda-se a adequabilidade e factibilidade de diferentes estruturas e abordagens de controle (alocação de autoestrutura com realimentação de saídas ou estados, estruturas escalares como PID's, redes de avanço-atraso, etc.). Partir-se-á inicialmente de estruturas simples de controle, para as quais verificar-se-ão os requisitos de projeto. Caso os resultados obtidos em simulação destas estruturas não sejam satisfatórios, buscar-se-ão estruturas cada vez mais complexas.

c) Síntese de controle para a estrutura definida

Definida a estrutura a empregar, passa-se à etapa de cálculo do algoritmo de controle, mediante métodos de projeto apresentados na literatura ou aqui desenvolvidos.

d) Simulação

O controlador concebido e o modelo utilizado são simulados para uma verificação do desempenho e o cumprimento dos requisitos impostos. Esta etapa é realizada concomitantemente à etapa de definição da estrutura de controle a empregar e à etapa de síntese de controle.

1 . 4 . 4 - Implementação

Neste etapa o controlador projetado e simulado é implementado em um banco de ensaio . Aqui serão analisados aspectos inerentes à implementação do controlador digital, como o caso da escolha da taxa de amostragem e ambiente de programação.

Todas as atividades da etapa de implementação dependerão da infra-estrutura de experimentação (ou seja, o banco de ensaio) disponível. Estas etapas são as de:

- definição dos requisitos de projeto
- identificação do sistema
- síntese de controle / simulação
- implementação do controlador projetado

Portanto, maiores definições quanto a estas etapas, somente serão possíveis depois da análise preliminar do banco de ensaio disponível para a experimentação.

CAPÍTULO II

OS ENSAIOS EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Os ensaios de motores de combustão interna englobam as atividades necessárias para a qualificação dos motores, com relação a suas características de desempenho e durabilidade.

O conceito de desempenho dos motores engloba cada vez mais os aspectos relativos à capacidade em torque, potência, consumo de combustível e emissão de poluentes, simultaneamente.

Entre os aspectos mais relevantes a se considerar no planejamento dos ensaios, destacam-se:

- o tempo necessário à obtenção do conjunto de resultados dos ensaios.
- a confiabilidade metrológica dos resultados.

Ambos aspectos - tempo e confiabilidade - devem ser levados em conta, quaisquer que sejam as finalidades básicas do ensaio e as operações nele prescritas.

A finalidade do ensaio e as operações de medição e controle determinam a complexidade da estrutura em software e hardware do banco de ensaio. Definem portanto a especificação e a quantidade de atuadores e transdutores, a metodologia do ensaio e as operações de tratamento digital e analógico de sinais.

A finalidade e as operações de medição e controle de um ensaio, são utilizadas como critérios para a classificação dos ensaios [10].

2.1 - CLASSIFICAÇÃO DOS ENSAIOS DE MOTORES

Os ensaios de motores de combustão interna compreendem atividades específicas de qualificação dos motores ensaiados, quanto a suas características de desempenho e durabilidade. O conceito de desempenho dos motores tende cada vez mais a englobar simultaneamente aspectos de sua capacidade em torque, potência, economia de combustível e de controle de emissões de poluentes. No controle de qualidade para detecção de defeitos de fabricação ou excessivo desgaste de componentes, também é necessária a avaliação de dados de desempenho, de uma forma completa ou simplificada. Seja na análise das características de desempenho, seja na análise das características de durabilidade, é preciso que se considere a finalidade básica do ensaio e das operações de qualificação, utilizada como critério para uma classificação dos ensaios relativos à:

a) Qualidade (controle de qualidade na produção): quando referentes a uma verificação geral da qualidade de fabricação. Englobam usualmente a medição de potência efetiva, pressão do óleo lubrificante, consumo de combustível, temperaturas do óleo, refrigerante e ar na admissão, em determinados pontos de operação, assim como verificações funcionais de termostatos, pressostatos, sistemas de partida, dispositivos de proteção, alarmes (ex. baixa pressão do óleo lubrificante), etc.

b) Homologação (auditoria): quando se referem à verificação do cumprimento de requisitos da legislação, órgãos fiscalizadores e associações de fabricantes e usuários. Exigem normalmente a determinação das curvas de torque, potência efetiva, e do consumo específico de combustível em todo o campo operacional, com controle do índice de fumaça (motores Diesel), e de emissões de gases poluentes (conforme a legislação).

c) Pesquisa e desenvolvimento (apreciação técnico-científica): quando visam a determinação metódica de grandezas de desempenho, rendimentos do motor, características poluentes ou a obtenção de informações relevantes acerca de sua durabilidade. Devem ser consideradas alternativas quanto ao uso de diferentes condições de regulagem, relação de compressão, tipos de câmara de combustão, sistema de alimentação de combustível, etc.

2.1.1 - Ensaaios de homologação com respeito à emissão de gases poluentes e ao índice de fumaça

Um ensaio para determinação de emissão de poluentes, efetuado em banco de ensaio de motores ou dinamômetro-chassis, deve permitir uma análise quantitativa destes, como se houvesse sido feita em condições normais de tráfego.

Entre as especificações de ensaios existentes para veículos de passeio e veículos comerciais leves, pode-se distinguir-se entre dois tipos, de acordo com a maneira pela qual são geradas:

- a) curvas de regime torque-rotação obtidas em jornadas de estrada (ex. ciclo FTP).
- b) curvas de regime constituídas de secções de aceleração e velocidade constante (ex. ciclo de ensaio europeu).

Os programas de ensaio para veículos de passeio e comerciais leves , definidos pelas regulamentações dos Estados Unidos, Comunidade Européia e Japão, são apresentados na figura 2.1.

Para o caso de veículos de transporte pesado, existem ensaios que não levam em consideração os efeitos de aceleração e desaceleração, como no caso do programa de ensaio de 13 pontos (norma européia), e o de 10 pontos (norma japonesa). No entanto, programas de ensaio adaptados às condições de tráfego normal em estrada (Transient driving schedule - fig. 2.2), têm sido obrigatórios para a legislação norte-americana desde 1986.

Programas especiais de ensaio para medição do índice de fumaça são prescritos pelas legislações dos Estados Unidos, Japão e Comunidade Européia, para ensaios em bancadas.

Neste caso, as curvas de regime não representam simulação de tráfego, mas definem condições de operação onde são esperados os maiores índices (fig. 2.3).

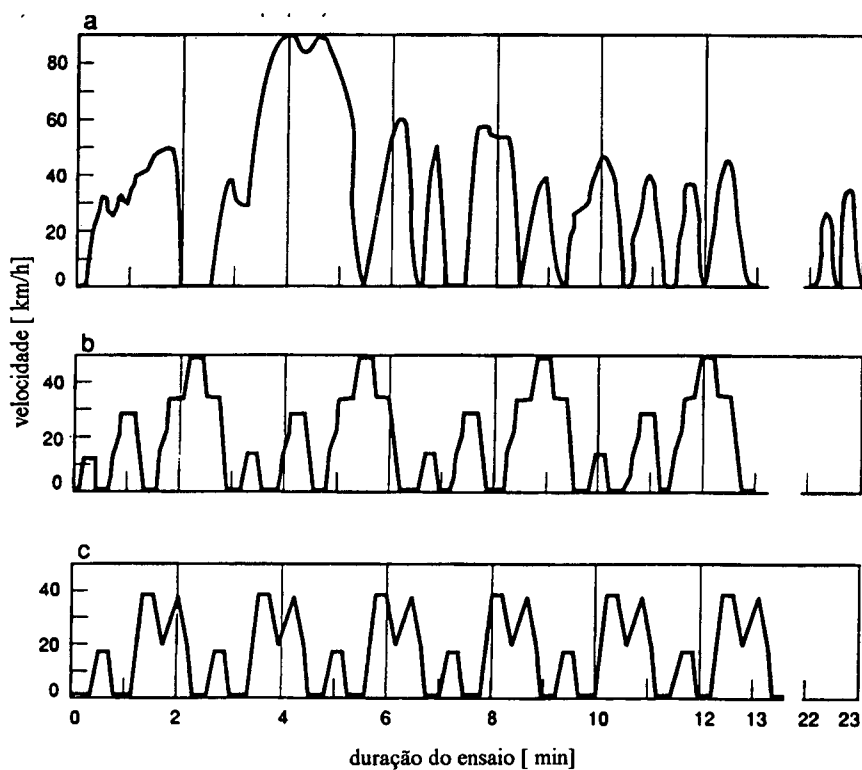


fig. 2.1 : Programas de ensaio para emissão de poluentes,
para veículos de passeio e comerciais leves . [12]
a : ciclo FTP (EE UU); b : ciclo europeu (CE); c : ciclo japonês

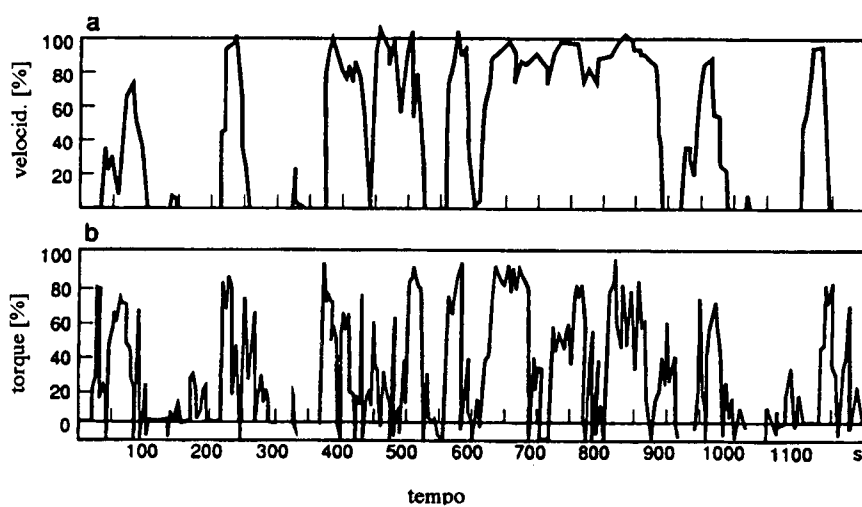


fig. 2.2 : Programa de ensaio para emissão de poluentes para veículos
de transporte pesado, conforme norma norte-americana. [11]
a : perfil de velocidade b : perfil de torque

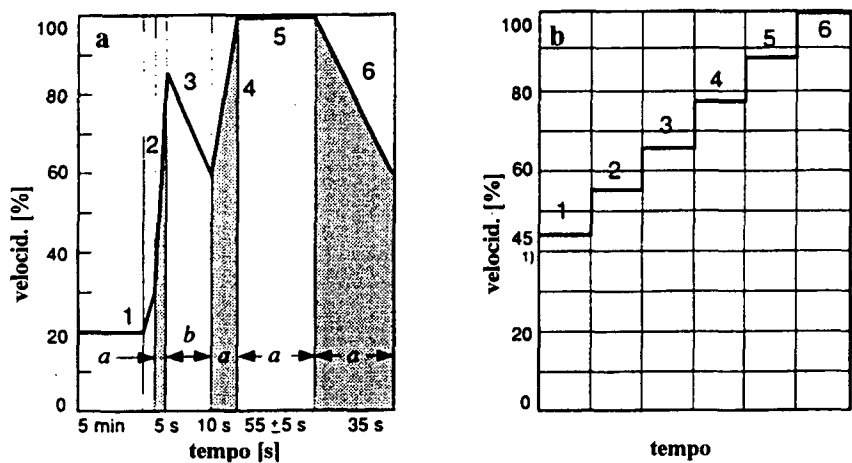


Fig. 2.3 : Programa para ensaio de emissão de índice de fumaça [12]
a : ciclo americano b : ciclo europeu

Especificamente para os ensaios de homologação estipulados pela EPA, para veículos de transporte pesado, são apresentados na tabela 2.1 os valores admissíveis para a regressão linear na aquisição dos valores de torque e rotação.

Tab. 2.1 : Valores admissíveis para regressão linear no ciclo transiente (EPA). [11]

VARIÁVEL	Rotação	Torque
Erro padrão	100 rpm	13 % do torque máximo
Inclin. da linha de regressão (m)	0,97 ~ 1,03	0,83 ~ 1,03 (quente) 0,77 ~ 1,03 (frio)
Coefic. de correlação (r ²)	0,97 ~ 1,00	0,88 ~ 1,00 (quente) 0,85 ~ 1,00 (frio)
Intercept. da linha de regressão com eixo y (b)	± 50 rpm	± 20,3 Nm

regressão linear : $y = mx + b$ (y : valor medido ; x : valor de referência)

2.2 - OPERAÇÕES DE CONTROLE E MEDIÇÃO

Durante um ensaio propriamente dito, são obedecidas seqüências programadas de operações de controle e medição de grandezas físicas. As operações de controle visam o estabelecimento das condições de operação do motor, na qual é realizada a medição e determinação das grandezas de interesse [10].

2.2.1 - Grandezas a medir e a determinar

Em ensaios típicos de motores ciclo Otto e ciclo Diesel, são mensuradas um grande número de grandezas. Características metrológicas (incertezas de medição típicas, faixas de medição, etc.), relacionadas a ensaios de motores, podem ser obtidas em [10]. Aqui, portanto, tais grandezas são meramente apresentadas:

- Velocidade angular (rotação / tempo).
- Posição angular do virabrequim.
- Torque.
- Potência efetiva.
- Umidade relativa do ar (ambiente).
- Relação ar/combustível (A/C).

- Pressões :
 - Pressão no coletor de admissão.
 - Pressão na tubulação de descarga.
 - Pressão na câmara de combustão.
 - Pressão média efetiva.
 - Pressão do ar após arrefecedor (*cooler*).
 - Pressão do combustível.
 - Pressão no compressor e turbina.
 - Pressão barométrica (ambiente).

- **Temperaturas :**

- Temperatura do óleo lubrificante.
- Temperatura do fluido de arrefecimento.
- Temperatura na câmara de combustão.
- Temperatura do combustível.
- Temperatura do ar após arrefecedor.
- Temperatura do ar na admissão.
- Temperatura do ar após compressor.
- Temperatura do ar na descarga.
- Temperatura dos gases antes da turbina.
- Temperatura da água de arrefecimento do dinamômetro.
- Temperatura do ambiente.

- **Vazões :**

- Consumo de combustível.
- Consumo específico de combustível (relação consumo de combustível / potência efetiva).
- Taxa de injeção de combustível (consumo de combustível por ciclo operativo).
- Consumo de óleo lubrificante.
- Consumo de ar.
- Vazão de gases do cárter (*Blow-by*).

- **Emissão de particulados e emissões :**

- Índice de fumaça.
- Concentração de CO.
- Concentração de CO₂.
- Concentração de NO_x (óxido de nitrogênio).
- Concentração de HC (hidrocarbonetos).
- Concentração de Acetaldeídos.

2.2.2 - Grandezas a controlar

A instrumentação e as técnicas de controle empregadas em bancos de ensaio de motores de combustão interna atendem basicamente a dois objetivos :

- automatização do ensaio, visando a redução de custos operacionais;
- aumento da reprodutibilidade das condições operacionais impostas ao motor, tanto em regime estacionário como transitório, garantindo uma maior confiabilidade nos resultados.

Uma descrição e análise pormenorizada das grandezas a controlar é encontrada em [10], sendo neste trabalho apenas abordadas as grandezas torque e rotação, de forma mais aprofundada.

Normalmente, são controladas nos ensaios as seguintes grandezas :

- Grandezas relativas à climatização do ambiente de ensaio:
 - temperatura, pressão e umidade do ar.
- Grandezas relativas aos sistemas de arrefecimento e lubrificação:
 - temperaturas do óleo lubrificante e do fluido de arrefecimento do motor e dinamômetro.
- Grandezas relativas ao regime de operação do motor:
 - rotação;
 - torque;
 - posição angular da válvula borboleta / débito de injeção;
 - ângulo de injeção / ignição;
 - relação ar / combustível;
 - recirculação de gases de descarga;
 - pressão no coletor de admissão.

2.2.3 - Medição e controle do regime de operação

O ângulo de injeção / ignição, a relação ar / combustível e a recirculação de gases de descarga são variáveis de controle interno do motor, ou seja, a ação de controle destas é feita via processador do gerenciamento do motor. Portanto, em ensaios normais, o regime de operação é definido pelo par de variáveis rotação / torque, controlado pela posição angular da válvula borboleta e pelo torque resistivo imposto pelo dinamômetro (entradas do sistema).

A seguir são descritas as formas usuais de medição e controle do regime de operação:

a) Torque

Usualmente, mede-se o torque efetivamente imposto ao motor pelo freio do banco de ensaio, através da medição de seu momento de reação. Este torque, a rigor, é igual à soma dos momentos de frenagem eletromagnético ou hidrodinâmico e do momento devido ao atrito dinâmico nos mancais do eixo do rotor do freio. Portanto, o processo de medição desta grandeza geralmente requer a suspensão da carcaça do freio, através de mancais independentes dos mancais do eixo do rotor, ou de suportes flexíveis, além da utilização de um braço radial ligado a um medidor de força, constituindo o torquímetro de reação do freio.

Basicamente, a incerteza de medição do torquímetro de reação é afetada pelos seguintes fatores, não compensáveis através da ajustagem do sistema de medição:

- atrito estático nos mancais ou suportes da carcaça
- efeitos de histerese no transdutor de força
- variação da temperatura ambiente
- vibrações induzidas pelo motor ou outras fontes

Sob o ponto de vista dinâmico, a inércia da carcaça e o amortecimento nos seus mancais ou suportes flexíveis de sustentação, formam um filtro passa-baixa, eliminando as frequências mais elevadas do sinal de torque. Esta característica não é um fator muito restritivo no caso de ensaios estáticos, sendo de certo modo até desejável, pois se eliminam componentes de frequências elevadas, oriundas da vibração do motor. O comportamento dinâmico da estrutura mecânica do freio pode ser facilmente analisado através de ensaios simples [13]

O medidor de força empregado nesta configuração é uma célula de carga. Sua faixa de operação normalmente situa-se entre 100 N e 2000 N, considerando-se comprimentos do braço do

torquímetro entre 0,5 e 1 m, e motores a ensaiar cujo torque máximo esteja na faixa de 100 Nm (veículos leves) a 2000 Nm (caminhões pesados). Os transdutores de força disponíveis no mercado [21, 22 , 23], apresentam incertezas de medição de até $\pm 0,1 \%$ e repetibilidade de até $\pm 0,01 \%$, possuindo portanto qualidade suficiente para utilização em bancos de ensaio de motores.

Para os dinamômetros cuja carcaça não esteja em balanço, caso típico de modernos bancos de ensaio de alta dinâmica, baseados em motores assíncronos e de corrente contínua, a medição do torque se realiza no eixo de ligação motor-dinamômetro, através de torquímetros, constituídos basicamente de um cilindro metálico em cuja superfície estão aplicados extensômetros de resistência em uma configuração cruzada de 45° .

A faixa de operação destes medidores situa-se, tipicamente, entre 0 a 50 kNm, com incertezas entre $\pm 0,2\%$ e $\pm 1\%$. A rotação máxima de operação oscila entre 3000 e 40000 rpm [25].

Estes torquímetros são adequados tanto para medições estáticas quanto dinâmicas. No entanto, a característica intrínseca de torque oscilatório do motor de combustão interna pode ocasionar problemas na medição, na forma de picos no sinal medido. O comportamento oscilatório devido às vibrações torcionais pode em casos extremos danificar o instrumento.

A outra alternativa para a medição do torque em bancos com dinamômetros não suspensos é o seu cálculo em um processador específico. O processador utiliza para o cálculo do torque, os valores elétricos do motor (tensão, corrente e temperatura no estator) e sua rotação, assim como os valores relativos às perdas internas deste.

Tal processamento permite um cálculo do torque com uma incerteza de medição de no mínimo $\pm 0,5 \%$. [10]

b) Rotação

Para a medição da rotação do motor nos ensaios, podem ser utilizados sistemas de medição analógicos, como os tacômetros mecânicos ou elétricos. Apesar de suas excelentes características operacionais e dinâmicas, os tacômetros elétricos apresentam desvantagens que podem comprometer sua utilização em bancos de ensaio de motores :

- significativo coeficiente de temperatura.
- a calibração no próprio banco de ensaio não é recomendável, devido às inerentes variações da rotação do motor.

Desta forma, os sistemas de medição digitais com sensores eletroindutivos ou fotoelétricos são preferidos, por não apresentarem as desvantagens dos tacômetros elétricos e oferecerem boa resolução e baixas incertezas de medição. Incertezas de medição inferiores a $\pm 0,1 \%$ são obteníveis para rotações acima de 1000 rpm [10].

O quadro seguinte (tab. 2.2), apresenta as especificações para incertezas de medição para as grandezas torque e rotação, definidas por distintas normas.

Tab. 2.2 : Incertezas admissíveis para sistemas de medição de regime em ensaios de motores

	INCERTEZA DE MEDIÇÃO ADMISSÍVEL				
GRANDEZA	ISO-2534	ISO-1585	SAE-J1349	SAE-J1312	NBR 5484
TORQUE ₁	0,5 %	1 %	0,5 %	0,5 %	0,25 %
ROTAÇÃO	0,5 %	0,5 %	0,5 %	0,25 %	0,25 %

(1) referências : SAE: % torque máximo; ISO 2534, NBR 5484 : VFE do sist. de medição
ISO 1585 : torque efetivo

2.3 - MODOS DE ENSAIO DE MOTORES

Para caracterizar as aplicações e a abrangência de um de ensaio, é preciso que se tenha uma visão global do seu enquadramento e função na qualificação ou desenvolvimento do produto final de uma empresa ou instituição de pesquisa. No setor automobilístico, as funções e programas dos ensaios de motores integram-se e se sobrepõem aos ensaios de veículos.

Os ensaios podem ser realizados em bancos com freios para absorção de potência, como no caso de bancos de ensaio de motores e bancos de ensaio de veículos, ou unidades embarcadas em veículos, com os instrumentos necessários à verificação do nível sonoro, emissão de gases, consumo de combustível e demais características do veículo.

A tabela 2.3 caracteriza os distintos modos de ensaio de motores, com relação a suas funções principais e seus programas usuais de ensaio .

Tab. 2.3 : Modos de ensaio de motores de combustão interna.

MODO DE ENSAIO	NO BANCO DE ENSAIO DE MOTORES	NO BANCO DE ENSAIO DE VEÍCULOS	EM UNIDADE EMBARCADA
UTILIZADOS PARA DETERMINAR	<div>- DESEMPENHO</div> <div>- DURABILIDADE</div> <div>- EMISSÃO DE POLUENTES</div>	<div>- CONSUMO DE COMBUST .</div> <div>- EMISSÃO DE POLUENTES</div> <div>- NÍVEL SONORO</div> <div>- DESEMPENHO DO TREM MOTRIZ</div>	<div>- CONSUMO DE COMBUST.</div> <div>- EMISSÃO DE POLUENTES</div> <div>- NÍVEL SONORO</div> <div>- CARACTERÍSTICAS CINEMÁTICAS DO VEÍCULO</div>
PROGRAMAS DE ENSAIO	<div>- ESTATICO</div> <div>- DINÂMICO</div>	<div>- ESTATICO</div> <div>- DINÂMICO</div>	<div>- CICLOS URBANOS E DE ESTRADA</div> <div>(ENSAIOS DE CAMPO)</div>

Os dados obtidos através de ensaios de campo podem ser aproveitados para o desenvolvimento de programas simuladores para ensaio em bancos de veículos ou motores, e utilizados para avaliação de desempenho e características poluentes dos motores veiculares, porém considera-se que a simulação em bancos de ensaio de veículo é tecnologicamente mais adequada para a qualificação dos módulos complementares do veículo: transmissão, diferencial, suspensão, etc.

Particularmente, a determinação das características poluentes dos motores de combustão interna segundo métodos estabelecidos pela legislação de alguns países, através da utilização de bancos de ensaio de veículos ou bancos de ensaio de motores, requer um considerável dispêndio de equipamento e de tempo para o desenvolvimento e execução de programas simuladores. Por este motivo as prioridades no contexto nacional têm-se voltado para o estabelecimento de métodos simplificados de medição e controle da emissão de gases em motores veiculares.

2.4 - CATEGORIAS DE BANCOS DE ENSAIO DE MOTORES

Com base na análise das tendências de especialização das funções dos bancos de ensaio de motores de combustão interna, destacam-se três grupos característicos [10]:

a) Funcionais :

Utilizados na avaliação de grandezas de desempenho, potência efetiva bruta ou líquida, consumo de combustível, emissão de gases na operação contínua, e regulação de carburadores, bancos de injeção e desenvolvimento de sistemas de refrigeração, lubrificação, turbocompressores, ignição e injeção eletrônica. São portanto responsáveis pelo controle de qualidade da produção, avaliação final de projetos de pesquisa e desenvolvimento, e homologação quanto à emissão de poluentes.

Normalmente requerem operadores qualificados e elevado grau de flexibilidade na instrumentação, devido ao grande número de operações de medição e controle envolvidas.

Para facilitar a obtenção de resultados de ensaios no mínimo tempo possível, é necessário que haja rapidez na instalação e troca de motores ou componentes. Adicionalmente, para que os resultados obtidos apresentem a mínima incerteza possível, é preciso que sejam controladas as condições do ar de admissão.

b) de durabilidade :

Tratam-se de bancos de ensaio destinados à avaliação sistemática da durabilidade de componentes do motor, determinando-se os fatores responsáveis pelo(a) :

- desgaste do motor e componentes;
- fadiga de materiais;
- deterioração de lubrificantes.

Os ensaios de durabilidade são normalmente prolongados, sendo interessante, neste caso, a economia de tempo de mão-de-obra e a disponibilidade de recursos no sistema de ensaio que permitam :

- aquisição sistemática das grandezas do ensaio;
- operação ininterrupta ;

- medição contínua do consumo de óleo lubrificante e da vazão de gases do cárter;
- registro automático de certas grandezas para verificação de falhas.

São ensaios relevantes tanto para o processo de controle de qualidade como o de pesquisa e desenvolvimento de componentes de motores, combustíveis e lubrificantes.

Na programação dos ensaios de durabilidade deve-se procurar a minimização do tempo de ensaio, aumentando-se a severidade de condições e omitindo-se regimes de operação não significativas.

c) Simuladores:

Utilizados para otimização do consumo de combustível e da emissão de gases de um motor operando segundo regimes representativos de suas reais condições de operação, obtidos através de ensaios em bancos de ensaio de veículos e dos ensaios de campo.

Os sistemas de ensaio com recursos de simulação permitem determinar a influência de características veiculares, como por exemplo, a massa do veículo, relação de transmissão, coeficientes aerodinâmicos, entre outros, tanto sobre o consumo de combustível como sobre a emissão de poluentes do motor, em um banco de ensaio de motores.

Ao contrário dos ensaios convencionais com regime de operação estabilizada, a simulação da operação em condições reais é caracterizada por rápidas variações da rotação e torque, impostos ao motor ensaiado.

2.5 - INSTRUMENTAÇÃO BÁSICA DOS BANCOS DE ENSAIO DE MOTORES

A instrumentação de medição e controle, em bancos de ensaio de motores, deve atender requisitos metrológicos e operacionais cada vez mais rigorosos. A análise da instrumentação, termo que designa determinado conjunto de técnicas e instrumentos usados na observação, medição, registro, controle e atuação em fenômenos físicos, requer a apreciação dos módulos usuais de sistemas de ensaio de motores, caracterizados conforme figura 2.4.

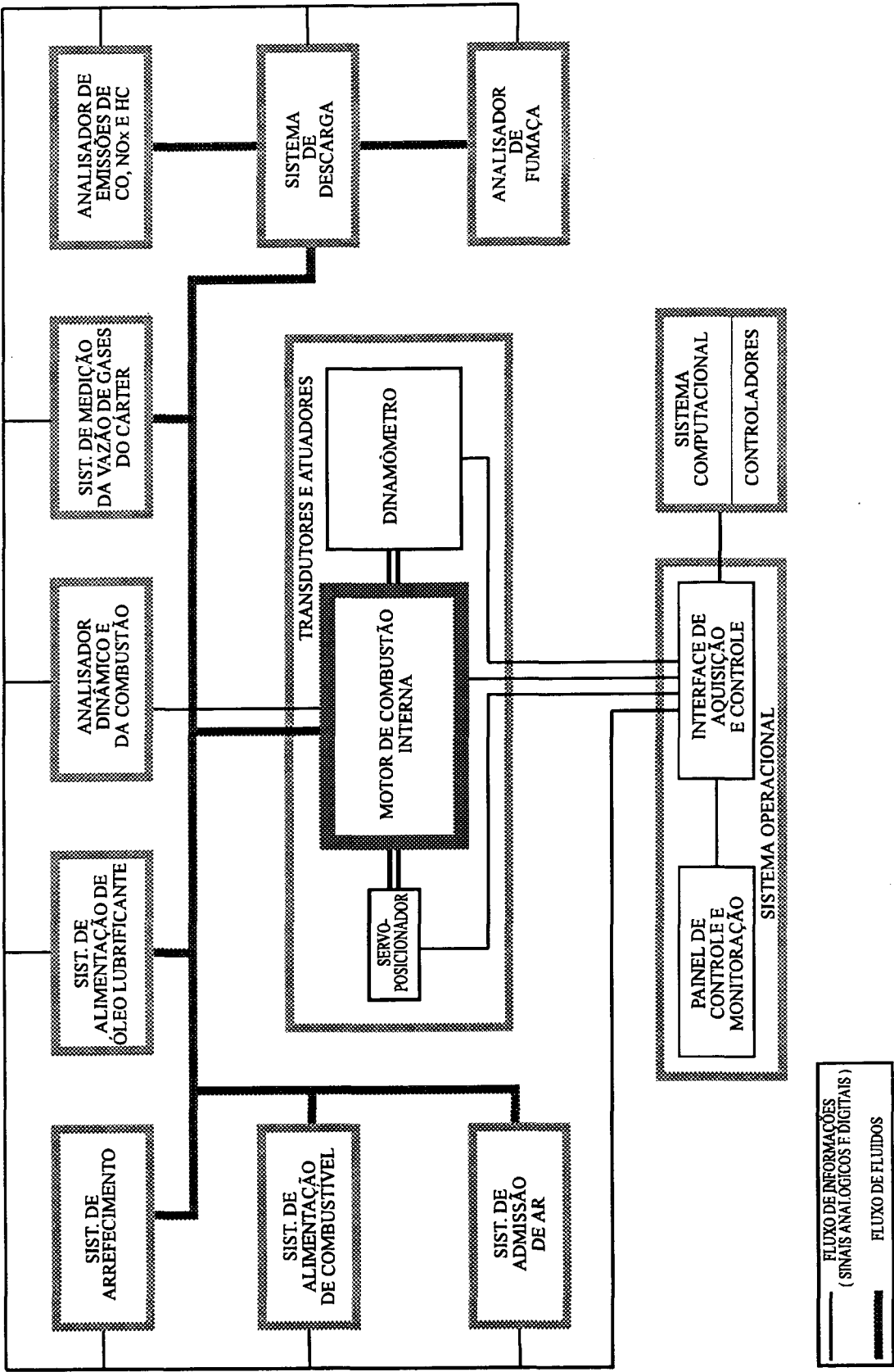


Fig. 2.4 : Módulos de um banco de ensaio de motores de combustão interna

Suas características gerais são definidas a seguir, onde é dada atenção especial ao módulo de atuadores. Uma descrição completa e pormenorizada dos outros módulos é encontrada em [10].

a) Atuadores

Aqui considerados como os atuadores responsáveis pelo controle de regime, através da ação de frenagem do eixo do motor e da ação de controle da mistura combustível.

a.1) Dinamômetro

O dinamômetro absorve a energia mecânica do motor, controlando desta forma sua rotação e torque. Em certos bancos de ensaio, o dinamômetro tem a capacidade de motricidade, ou seja, pode fornecer energia ao motor de combustão.

Apesar da terminologia “dinamômetro” não ser adequada, uma vez que este elemento não mede força, mas sim aplica carga mecânica, este termo é amplamente corrente na literatura pertinente a bancos de ensaios de motores de combustão. Isto é justificado pelo fato de que em grande parte dos dinamômetros, em especial os mais antigos, o medidor de força se encontra ligado à carcaça, a qual está em balanço.

O dinamômetro e o dispositivo de controle da válvula borboleta ou injeção, são os atuadores do banco, responsáveis pelo controle do regime. Portanto estes atuadores, juntamente com o motor, formam o núcleo básico do banco de ensaio.

Os dinamômetros usados em ensaios de motores são os dinamômetros hidráulicos, os dinamômetros de correntes de Foucault, e as máquinas assíncronas e de corrente contínua. Os primeiros dinamômetros citados baseiam-se na conversão de energia mecânico-hidráulica, enquanto que os demais baseiam-se na conversão de energia mecânico-elétrica.

As curvas características destes dinamômetros são apresentados na figura 2.5.[14, 17, 18, 24]

A comparação das curvas características dos diversos dinamômetros revela, a princípio, que todos estes dinamômetros se adequam ao ensaio de motores de combustão interna, ao passo que para a larga faixa de regime de operação (torque-rotação) exigida em ensaios de transmissões e trem motriz, apenas as unidades hidrostáticas e as máquinas de corrente contínua são adequadas. As características específicas de cada um dos dinamômetros são apresentadas adiante, nos itens 2.6 e 2.7.

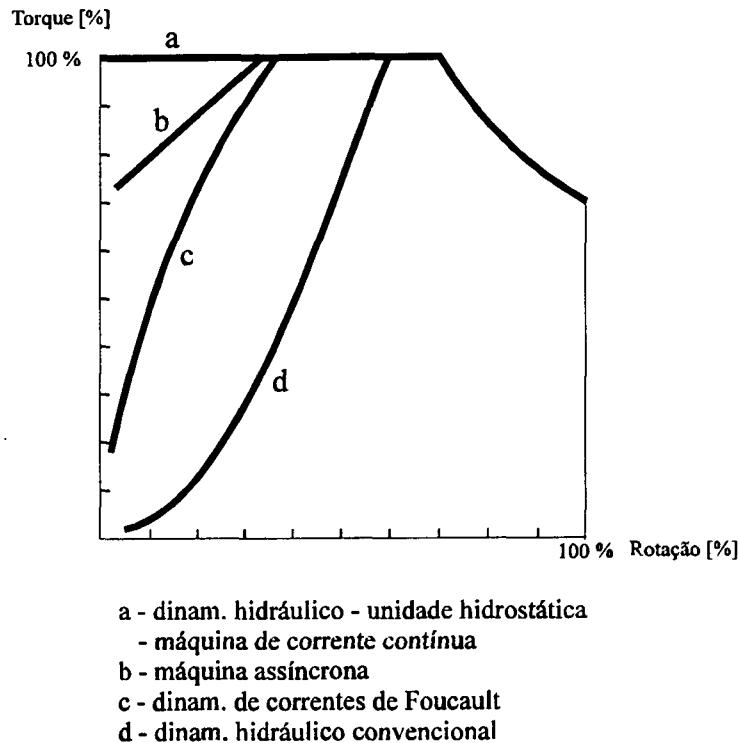


Fig. 2.5 : Curvas características dos dinamômetros

a.2) Servoposicionador da válvula borboleta ou do sistema de injeção

É o dispositivo que controla a relação ar / combustível da mistura que alimenta o motor. O servoposicionador controla o ângulo da borboleta, no caso de motores ciclo Otto, ao passo que nos motores ciclo Diesel, o controle é feito na posição da cremalheira da bomba injetora, ou na válvula do sistema de injeção (motores com injeção eletrônica).

Em geral os posicionadores da válvula borboleta são motores de corrente contínua, e o sistema de controle deve permitir um posicionamento extremamente rápido, com ausência de sobressinais e erros em regime estacionário.

b) Transdutores

Os transdutores aplicados ao motor de combustão interna e atuadores, permitem a medição das grandezas relacionadas no item 2.2.1.

c) Sistema de admissão de ar

Sistema responsável pelo fornecimento de ar ao motor, em condições de temperatura, umidade absoluta e pressão, conforme a especificação das normas.

d) Sistema de alimentação de combustível

Responsável pela preparação da medição e preenchimento do reservatório do sistema de medição de combustível.

e) Sistema de arrefecimento

Responsável pelo controle da temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor.

f) Sistema de óleo lubrificante

Propiciam a alimentação de óleo lubrificante ao motor, mantendo também sua temperatura abaixo de um valor estipulado, além de efetuar a medição do consumo.

g) Sistema de descarga

Conjunto de dispositivos responsáveis pelo controle e medição de todas grandezas relativas aos gases de descarga. (válvulas para controle de pressão, analisadores de fumaça, analisadores de emissões de CO, NO_x, HC , por exemplo).

h) Sistema de medição da vazão de gases do cárter

A medição da vazão de gases de cárter é geralmente efetuada por rotâmetros.

i) Módulos de análise dinâmica e da combustão

Sistemas de medição com microprocessadores para aquisição de sinais, permitindo a aquisição de dados e seu processamento em tempo real, em vários ciclos operativos do motor.

j) Sistema operacional

Executa as funções de controle da aquisição de dados e da operação do motor, com base nas instruções do sistema computacional ou do operador do banco de ensaio.

k) Sistema computacional

Completa o sistema de ensaio, assumindo a automação e o controle da comunicação entre seus diversos módulos.

2.6 - BANCOS DE ENSAIO DINÂMICO - CARACTERÍSTICAS BÁSICAS

Para que ensaios dinâmicos possam ser realizados em um banco de ensaio de motores, é necessário que o conjunto de atuadores e transdutores apresentem ótimas características dinâmicas. Obviamente o ponto crítico quanto a este aspecto se refere às características dos atuadores, em especial do dinamômetro.

A dinâmica do dinamômetro é crítica devido basicamente a dois fatores : sua elevada massa e os processos de conversão de energia.

À parte disso, os dinamômetros devem ter sistemas de arrefecimento que permitam uma eficiente dissipação da energia absorvida, e devem poder operar a rotações que correspondam à faixa de operação do motor.

Entre as diretrizes para o projeto de dinamômetros de alta dinâmica, incluem-se as seguintes:

[14]

- Construção robusta e compacta

A redução do momento de inércia proporciona uma melhor dinâmica e menores solicitações mecânicas, além de menor volume. Os dinamômetros com melhor desempenho dinâmico apresentam inércias inferiores a $0,01 \text{ kgm}^2 / \text{kW}$.

- Baixos custos de manutenção

O intervalo entre as paradas para manutenção deve ser o maior possível.

- Alta sensibilidade nas respostas em condições dinâmicas e em regime estacionário, na medição de torque

Assegura-se com isso ensaios com elevada confiabilidade metrológica.

- Capacidade de frenagem e motricidade, com suave transposição entre condições de operação

Esta característica é necessária para o cumprimento de ensaios de alta dinâmica, em especial, de ensaios de simulação.

- Excelentes características dinâmicas

Deve-se assegurar os mínimos tempos de estabilização, pré-requisito básico ao cumprimento de ensaios dinâmicos.

- Excelentes características de controle

Um bom controle e ausência de histerese são necessários para assegurar-se estabilização do regime para toda a faixa de operação do motor.

- Interface eficiente para controle programável

2.6.1 - Bancos de ensaio dinâmico baseados em dinamômetro hidráulico

Apesar de não apresentarem boa dinâmica, os dinamômetros hidráulicos apresentam uma boa robustez e são adequados para o ensaio de unidades de grande potência. [15]

As potências dos dinamômetros hidráulicos *standard* variam de 210 kW a 70000 kW, e sua rotação máxima típica é da ordem de 10 000 rpm.

A inércia do rotor é consideravelmente pequena, em comparação aos dinamômetros de correntes de Foucault e máquinas assíncronas e de corrente contínua.

Os dinamômetros hidráulicos convertem a energia oriunda da frenagem dos motores de combustão, em calor, necessitando-se para isso, de um sistema de refrigeração da água de alimentação.

Tais bancos de ensaio apresentam como desvantagem principal sua restrita controlabilidade, em se tratando de equipamentos convencionais, baseados em bancos de ensaio estático.

A qualidade de controle é grandemente prejudicada, de forma particular, se houver oscilação da pressão da água na rede de alimentação. Estas oscilações se manifestam no sistema como perturbações de carga.

Para estruturas de controle relativamente simples, obtêm-se tempos de estabilização em torno de 40 segundos para o regime torque-rotação, tipicamente, e para pontos de operação não críticos. Em certos pontos de operação críticos, o tempo de estabilização pode ficar próximo a um minuto. O nível de sobresinal se situa, também tipicamente, inferior a 10%.

Em se utilizando dinamômetros hidráulicos em uma estrutura de banco mais sofisticada, e de construção não convencional, onde os dispositivos de regulação de fluxo de água não se baseiam em válvulas solenóide, pode-se obter resultados mais satisfatórios, que aliados a estruturas de controle mais complexos, reduzem o tempo de estabilização a valores de até 10 segundos. [16]

Tal performance, aliado ao fato de que o sistema não provê motorização, primariamente, revela a impossibilidade de aplicação em programas de simulação. No entanto, tais bancos de ensaio podem ser empregados na realização de ensaios de dinâmica não muito severa.

Um banco de ensaio de alta dinâmica, baseado em um dinamômetro hidráulico em uma estrutura não convencional, composta basicamente de um circuito bomba-motor (transmissão hidrostática), foi alvo de pesquisas recentes. [17] Esta estrutura de banco (fig. 2.6), permite o acionamento em ambas direções de momento, com uma reversão na motricidade extremamente rápida.

Um banco com estas características, operando no setor de desenvolvimento de motores de uma fábrica de veículos [17], apresenta os seguintes dados básicos:

- Potência máxima : 290 kW
- Momento máximo : 550 Nm
- Faixa de rotação : 600 a 7000 rpm
- Dinâmica de rotação : o freio, desacoplado, segue um sinal triangular referência de rotação, de 1000 rpm - 7000 rpm - 1000 rpm, em um período de 2 s.
- Estabilização em torno de um segundo.

Entre as vantagens de um sistema de ensaio similar a este, citam-se as seguintes :

- momento de inércia extremamente pequeno, permitindo uma grande capacidade de aceleração.
- boa controlabilidade.
- durante a aceleração e desaceleração se processa um intercâmbio de energia em acumuladores hidráulicos, impedindo praticamente qualquer retroação dinâmica na rede.
- possibilidade de regeneração de energia, sob forma elétrica ou hidráulica.
- a instalação elétrica pode ser dimensionada levando em conta a potência nominal da instalação (e não a de pico).

A adequação dos dinamômetros hidráulicos para integrar bancos de ensaio dinâmico é, portanto, restrita a estruturas não convencionais, constituídas de transmissão hidrostática. Estas, por sua vez, são adequadas a ensaios de alta dinâmica, como ensaios para homologação em relação a emissão de poluentes e simulações de ensaios de campo.

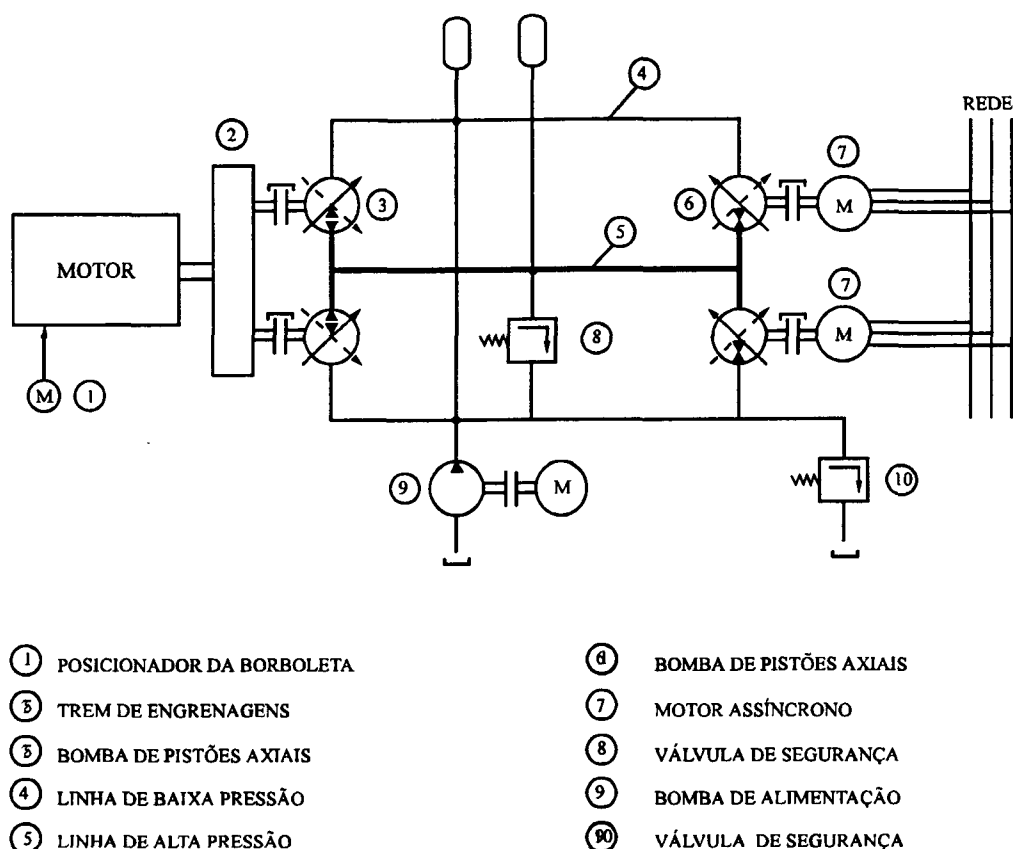


Fig. 2.6 : Esquema de banco de ensaio baseado em unidade hidrostática. [17]

2.6.2 - Bancos de ensaio dinâmico baseados em dinamômetros de correntes de Foucault

A ação de frenagem do dinamômetro de correntes de Foucault baseia-se no princípio de ação - reação eletromagnética. As correntes parasitas que circulam no rotor são responsáveis pela reação às mudanças de rotação do rotor.

Apesar de apresentarem características dinâmicas inferiores às máquinas de corrente alternada e contínua, os dinamômetros de corrente de Foucault apresentam menor custo e menor momento de inércia que estes.

São disponíveis no mercado dinamômetros de correntes de Foucault com potências desde 40 até 3600 kW. A rotação máxima típica é da ordem de 5500 rpm.

Assim como os dinamômetros hidráulicos, os dinamômetros de correntes de Foucault têm servido há décadas nas bancadas de ensaio estático, e também não permitem a motorização nos ensaios, não sendo por isso, adequados a ensaios de alta dinâmica, como simulações de ciclos de testes em estrada.

A despeito disso, algumas pesquisas em centros acadêmicos foram realizadas, acoplando um motor ao eixo do dinamômetro, permitindo então a motricidade. Um banco de ensaio baseado em dinamômetro de correntes de Foucault, acoplado a um motor hidráulico, com controladores e torque e rotação não convencionais, executou pesquisas de misturas combustíveis. [18]

Os resultados foram comparados com aqueles realizados em teste de estrada e em dinamômetro-chassis. Provou-se que o equipamento desenvolvido poderia servir como alternativa aos outros ensaios, para a aplicação específica.

Uma outra pesquisa acadêmica, no âmbito de uma tese de doutorado, formulou estratégias de controle de um banco de ensaio, baseado em dinamômetro de corrente de Foucault, com o objetivo de desenvolver projetos avançados, no campo de transitórios. A abordagem de controle estudada baseava-se no controle ótimo de tempo [19].

A maioria destas pesquisas resultaram em estruturas de hardware e software muito complicadas, com resultados que, apesar de dinamicamente satisfatórias para estudo de uma série de fenômenos, são todavia inferiores aos dos bancos equipados com máquinas assíncronas e de corrente contínua. Ainda além, com a tendência de redução dos custos de aquisição e manutenção destes últimos dinamômetros, a adoção de dinamômetros de correntes de Foucault é viável técnica e economicamente apenas para ensaios de dinâmica não severa.

2 . 6 . 3 - Bancos de ensaio dinâmico baseados em motores assíncronos e de corrente contínua

Máquinas elétricas de corrente contínua e alternada têm prestado excelentes serviços como freio-acionadores de alta velocidade, em potências que alcançam até 1000 kW.

As máquinas de corrente contínua tem comportamento operacional estável e, ao contrário das máquinas síncronas, não tendem a oscilar. Apresentam boas propriedades de controle e suas características se adequam muito bem, em relação à maioria dos motores de combustão interna. [14]. A rotação máxima típica é cerca de 8000 rpm, valor restrito devido ao coletor.

Dinamômetros desenvolvidos pela Siemens, para equiparem bancos de ensaio dinâmico, tiveram por base máquinas de corrente contínua da classe G5, desenvolvidas para proporcionar, além de boas características de operação, uma construção compacta e adaptação universal (sistema modular), para uma ampla gama de acionamentos industriais. [14]

Entre suas características estavam:

- equipamento compacto de construção retangular
- perfeita comutação
- baixa sensibilidade dos enrolamentos, com relação às sobrecargas.
- grande vida útil

Estas máquinas se distinguiam preponderantemente das séries anteriores, pelo fato da carcaça não ficar em balanço. Esta configuração apresentava várias vantagens, entre as quais menor solicitação mecânica, menor volume e utilização de máquinas *standard*.

A série entrou em serviço em 1980, mas nos primeiros anos serviram em sua maioria substituindo dinamômetros de correntes de Foucault, em ensaios de longa duração de motores Diesel, que não apresentavam vida útil adequada para tais ensaios.

Estas máquinas apresentam boa robustez e baixo momento de inércia, em comparação às máquinas anteriores. O momento de inércia destas máquinas é contudo muito superior ao dos dinamômetros hidráulicos e de correntes de Foucault.

Logo as máquinas assíncronas também encontraram aplicação como freio-acionadores em bancos de ensaio dinâmico.

No entanto, as pesquisas quanto a sua aplicabilidade em bancos de ensaio dinâmico, tiveram impulso sobretudo com o desenvolvimento de estratégias inovadoras de controle das máquinas.

Quando máquinas de campo rotatório são empregados como motores, a questão de geração e controle de torque requer consideração especial.

É possível, por exemplo, usar o vetor tensão no estator ou o vetor corrente do estator como variável manipulável para o torque, dependendo se o conversor estático fornece tensão ou corrente variável. [20]

Um método em malha fechada de controle orientado ao campo, para máquinas de campo rotatório, permite um controle desacoplado das variáveis de campo e corrente, que conjuntamente determinam o torque, em uma maneira análoga ao motor de corrente contínua.

Por todas as características mencionadas, as máquinas assíncronas e de corrente contínua são os únicos equipamentos perfeitamente adequados para o emprego em bancos de ensaios de alta dinâmica. Mesmo assim, exige-se controles altamente sofisticados para que a dinâmica de torque e rotação possa atender os requisitos de desempenho, tanto os estabelecidos pelas normas relativas à emissão de poluentes, quanto os definidos para uma perfeita análise de fenômenos transitórios de alta dinâmica.

2.7 - RESUMO COMPARATIVO DOS DIFERENTES BANCOS DE ENSAIO DINÂMICO

Para uma visão geral comparativa das diferentes configurações de bancos mencionados, com respeito basicamente ao tipo de dinamômetro empregado, é apresentado a seguir um quadro com as características básicas relevantes, gerado a partir de dados de [14 ,15 ,16 ,17 ,19 , 24].

Pela análise das dinâmicas de rotação e torque, características básicas determinantes do desempenho em ensaios dinâmicos, pode-se concluir que:

- a) Bancos de ensaio baseados em dinamômetros hidráulicos convencionais e dinamômetros de correntes de Foucault, podem executar ensaios de restrita dinâmica, com tempos de estabilização inferiores a 10 s. É necessário salientar que o tempo de estabilização é altamente dependente da dinâmica dos controladores e da capacidade em potência do motor e dinamômetro.
- b) Bancos de ensaio baseados em unidades hidrostáticas e máquinas assíncronas e de corrente contínua, têm capacidade de realizar ensaios de alta dinâmica, como simulações de ensaios de campo.

Características	Tipo	dinamômetro hidráulico	dinamômetro hidráulico com unidade hidrostática	dinamômetro de correntes de Foucault	máquinas assíncronas		máquinas de corrente contínua
Faixa de potência		até 50000 kW	até 2000 kW	até 4000 kW	até 1000 kW		
Rotação máxima para uma dada potência		----	maior que para dinamômetro de correntes de Foucault	maior que para dinamômetro hidráulico	maior que para dinamômetro de correntes de Foucault		
Momento de inércia		100 %	25 %	650 %	3000 %		
Dinâmica de rotação		---	14000 rpm/s	---	3000 rpm/s		
Dinâmica de torque (degrau 100 % p/ mesma potência)		1 a 10 s	100 ms	0,5 a 10 s	30 ms		
Capacidade de motricidade		não	sim	não	sim		
Volume (inclue sist. de comando)		100 %	10 %	130 %	270 %	350 %	
Período entre manutenções		5000 horas	2000 horas	5000 horas	5000 horas		
Conversão de energia		hidráulico-mecânica	hidráulico-mecânica	eletro-mecânica	eletro-mecânica		
preço		100 %	250 %	130 %	300 %	500 %	

Tab. 2.4 : Quadro comparativo das características básicas dos diferentes dinamômetros

CAPÍTULO III

MODELAMENTO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA E DINAMÔMETROS

O modelo matemático de um sistema dinâmico constitui a base da análise e projeto de controle. A distinção entre um sistema físico e seu modelo é fundamental na engenharia. De fato, são os fenômenos físicos a enfatizar-se que determinam a adequabilidade ou validade de um modelo de um dado sistema físico.

Na etapa de obtenção de um modelo adequado dos componentes de um banco de ensaio de motores, é necessário definir-se as características dinâmicas dos processos físicos do motor, a serem estudados em bancada. Definidas estas características dinâmicas, passa-se então à tarefa de projeto dos controladores que apresentem desempenho compatível, tanto em regime estacionário como transitório.

3.1 - EVOLUÇÃO E TENDÊNCIAS

Muitos avanços no campo do modelamento de motores têm sido feito ao longo dos últimos 20 anos, principalmente. Esta evolução tem permitido a melhoria das técnicas de controle de motores de várias formas.

Modelos têm sido desenvolvidos para a otimização do controle de motores em regime estacionário e transitório, permitindo uma melhor análise da performance motor/veículo e, em muitos casos, contribuindo para o projeto de subsistemas cujas funções até então não eram totalmente compreendidas. [26]

Apesar dos avanços dos últimos anos, muito progresso ainda se faz necessário para o desenvolvimento de ferramentas suficientemente confiáveis para análise e projeto de sistemas de controle automotivo, totalmente a nível computacional.

Os modelos físicos para controle de motores de combustão interna tiveram sua gênese no final dos anos 60, alcançando maior maturidade nos anos 70. No entanto, somente na década passada foram aplicados extensivamente [26].

Entre os objetivos destes modelos estava a otimização do consumo de combustível e emissão de poluentes.

Durante este período, o forte competidor à otimização de motores, via abordagem computacional baseada em modelos, foi a otimização *on-line* de motores em bancos de ensaio [26]. Isto talvez refletia algum ceticismo, quanto à possibilidade de modelos de motores tomarem-se suficientemente precisos, e, por outro lado, a suposição de que o tempo de ensaio necessário para o modelamento seria excessivamente longo.

Os motores para aplicação automotiva freqüentemente operam em regime transitório, onde a carga e a velocidade apresentam altas taxas de variação no tempo. A despeito disso, muitos modelos baseados em condições de regime estacionário foram desenvolvidos durante a década de 70, primariamente em uma abordagem *input-output*. Tais modelos podem ser usados, com alguns ajustes e restrições, para o projeto de controles capazes de operar satisfatoriamente em transitórios. Um fator positivo a se destacar na abordagem de modelamento em regime permanente, é a relativa facilidade em obtê-los, requerendo ensaios menos complicados, baratos, e com maior repetibilidade.

Com relação ao dinamômetro, dispõe-se de modelos detalhados de máquinas assíncronas e de corrente contínua, ao passo que modelos de dinamômetros hidráulicos convencionais e de correntes de Foucault são raramente tema de discussão concernente a modelamento.

O comportamento não linear e altamente interativo do sistema composto pelo motor e dinamômetro desencoraja um modelamento preciso e completo deste. Como resultado, os poucos trabalhos publicados sobre modelamento e controle de bancos de ensaio de motores de combustão interna, adotaram uma análise simplificada.

Quanto mais simplificações são adotadas, maiores são os riscos de instabilidade no sistema controlado, mesmo em ensaios em regime estacionário.

É clara a demanda, nos últimos anos, por modelos cada vez mais complexos, necessários a uma melhor compreensão de fenômenos transitórios. Além disso, as regulamentações mais severas para emissão de poluentes são definidas em termos de programas de ensaio de alta dinâmica.

Conclui-se, portanto, que os sistemas de controle nos bancos de ensaio mais sofisticados, devem ser projetados para operarem efetivamente em condições de regime transitório.

3.2 - MODELOS MATEMÁTICOS DE MOTORES DISPONÍVEIS NA LITERATURA

As leis básicas que regem os fenômenos físicos de um motor de combustão interna, como fenômenos de transporte, transientes térmicos e inércias, são discutidas em textos específicos.
[27 , 28 , 29 , 30]

A maioria dos trabalhos mais relevantes envolvendo modelamento de motores, para aplicação em controle, concentram atenção especial na discussão dos efeitos de variáveis de controle, primordialmente, o avanço de centelha, relação ar/combustível e recirculação de gases de descarga.

Watson e Marzouk [31], descrevem um modelo de motor Diesel que inclui a inércia do turbocompressor, mapas do compressor e turbina, e um detalhamento analítico da combustão.

Winterbone *et alii* [26], sugerem um método para reduzir o tempo de computação, usando o conceito de *manifold-filling*, nas simulações de motores Diesel.

Watson [32] mostrou a utilidade deste tipo de modelo para prever a performance de um controlador de combustível, através de transitórios.

Powell [33], descreve um modelo de motor ciclo Otto (fig. 3.1), que incluem as dinâmicas da tomada de ar e recirculação de gases de descarga, inércias e atrasos de transporte.

O modelo contém uma descrição dos processos de indução, incluindo caracterizações da válvula borboleta, coletor de admissão, sistema de injeção de combustível, uma válvula sônica para a recirculação de gases de descarga, assim como uma caracterização da saída em torque.

O modelo dinâmico é não-linear, tendo como entrada o valor do ângulo da válvula borboleta, convertidas em entradas de controle do avanço de centelha, recirculação dos gases de descarga e combustível injetado.

Baumgartner *et alii* [7], estudaram uma abordagem de controle de motores *lean-burn* (operação com mistura pobre), que particularmente exigem controles extremamente precisos a fim de se evitar excessivas emissões de hidrocarbonetos, combustão instável e altos níveis de ruído.

As variáveis de controle são : ângulo da válvula borboleta, quantidade de combustível e avanço de centelha. Duas variáveis são controladas simultaneamente : a velocidade do motor e a relação ar / combustível.

O controlador projetado é avaliado em diversos experimentos realizados em um banco de ensaio dinâmico.

Em um outro projeto de controle de motor ciclo Otto, 4 cilindros e injeção multi-ponto, o modelo, obtido através de identificação estatística, é submetido a uma redução de ordem.

Finalmente, o controlador linear quadrático projetado com base no modelo, é avaliado através de ensaios em um dinamômetro-chassis. [8]

As variáveis controladas são o torque e a relação ar / combustível (fig. 3.2).

Os modelos anteriormente citados elucidam a dinâmica dos motores, em termos de sua complexidade (ordem do sistema, grau de interação entre as variáveis, etc.). Fornecem, portanto, informações úteis ao projeto de controle de regime em bancos de ensaio.

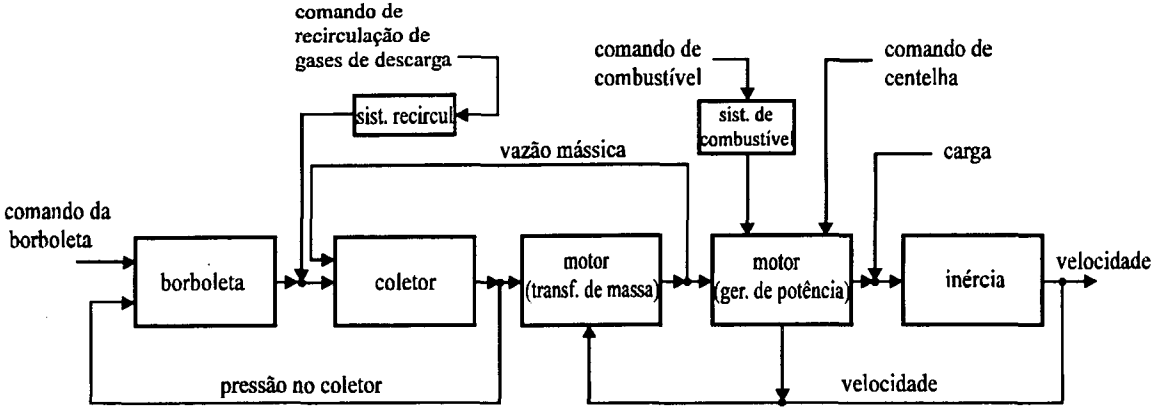


Fig. 3.1 : Diagrama esquemático dos elementos de um motor Otto. [33]

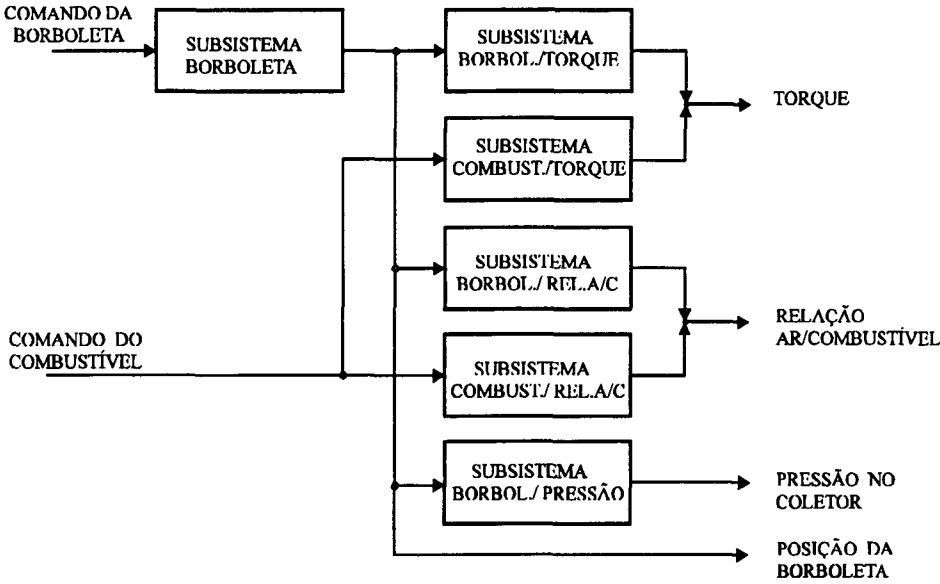
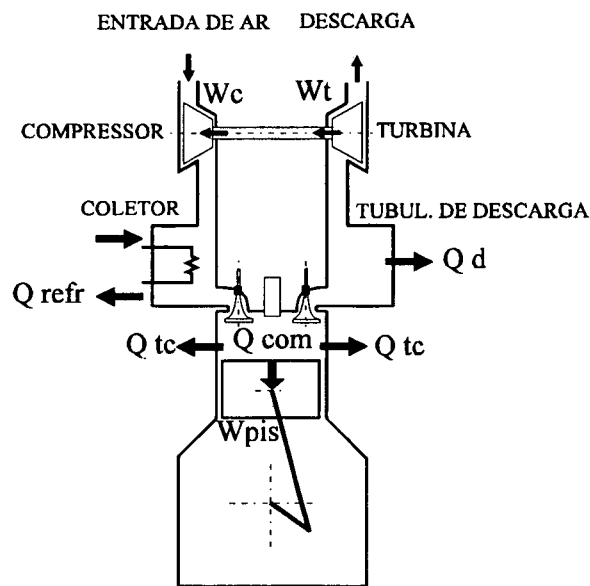


Fig. 3.2 : Interação entre subsistemas em um motor Otto. [7]

3.3 - MODELAMENTO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

O motor de combustão interna é um sistema complexo, abrangendo processos de natureza física distinta : de natureza química, que engloba o processo de alimentação, mistura, queima e escape dos gases; de natureza termodinâmica, contendo os ciclos térmicos e a troca de calor com o ambiente; de natureza mecânica, composto pelo atrito, inércia e mudanças de referencial das partes móveis.

A figura abaixo ilustra os fluxos de energia e massa em um motor Diesel turboalimentado.



- W_c : trabalho do compressor
- W_t : trabalho da turbina
- Q_{refr} : calor cedido à refrigeração de ar
- Q_{tc} : calor absorvido pelas paredes do cilindro
- Q_{com} : calor oriundo da combustão
- W_{pis} : trabalho no pistão
- Q_e : calor cedido aos gases de descarga

Fig. 3.3 : Fluxos de energia e massa em um motor Diesel. [32]

Para uma simplificação da análise dos processos termodinâmicos, três volumes de controle podem ser considerados [32] :

- coletor de admissão
- cilindro
- tubulação de descarga

As equações para conservação de massa e energia, assim como propriedades dos gases e lei dos gases perfeitos podem ser trabalhadas e resolvidas em uma forma dependente do tempo, para cada volume de controle (no caso do cilindro, em termos do ângulo da biela, ao invés do tempo). Isto pode então ser combinado com as condições de contorno e os modelos dos subsistemas:

- a) turboalimentador
- b) válvula borboleta
- c) coletor de admissão
- d) injeção de combustível
- e) geração de torque
- f) dinâmica rotacional

Todos estes subsistemas devem ser analisados, para a obtenção de um modelo útil e representativo de um motor moderno.

Os modelos dos subsistemas do motor de combustão interna são geralmente definidos por equações não lineares, obtidas através de análise teórica aliada a empirismo. Nos modelamentos descritos neste capítulo, são comentados os parâmetros e características gerais dos modelos. A descrição matemática literal dos processos modelados pode ser encontrada na literatura pertinente.

3.3.1 - Modelamento do turboalimentador

O turboalimentador é um componente típico de motores Diesel. Mapas de desempenho do compressor e da turbina são usualmente fornecidos pelos fabricantes. Estes mapas relacionam o torque no compressor, a vazão mássica e a eficiência, como função da rotação e pressão diferencial no turboalimentador.

3.3.2 - Modelamento da válvula borboleta

A válvula borboleta, dispositivo presente em motores Otto, tem por função restringir a entrada de ar no motor, controlando a relação ar/combustível.

Um modelo detalhado deste subsistema pode ser baseado em uma equação unidimensional de fluxo compressível, isentrópico e em regime permanente, para o fluxo através de um orifício [34]. A massa de ar que flue para o interior do coletor de admissão é função, basicamente, dos seguintes fatores :

- Área seccional da válvula borboleta, que por sua vez é função do diâmetro de garganta e do orifício no qual a borboleta está montada, além do ângulo definido pelo plano do orifício e da borboleta.
- Coeficiente de descarga, levado em conta devido à aproximação ao considerar-se o fluxo como sendo unidimensional.
- Diferenças entre as pressões a montante e jusante da garganta.
- Temperaturas e calor específico do ar admitido.

Na maioria das válvulas usadas em modernos motores com injeção de combustível, há um pequeno *by-pass* na borboleta, para o controle de fluxo de ar no coletor, durante a operação em marcha lenta, e para suavizar qualquer variação exagerada de fluxo de ar devido a mudanças bruscas no ângulo da borboleta.

O controle de ar em marcha lenta pode ser modelado de maneira similar à válvula borboleta. A válvula de controle de ar é axialmente simétrica, sendo possível portanto modelar o fluxo de forma unidimensional.

O coeficiente de descarga desta válvula é assumido como sendo função unicamente da área seccional.

3.3.3 - Modelamento do coletor de admissão

O modelo do coletor de admissão é, em geral, um modelo de parâmetros concentrados, com pressão e temperatura uniforme.

Uma função de eficiência volumétrica determinada empiricamente, baseada nas condições do coletor, pode ser usada para descrever o fluxo de saída, se a pressão do coletor não for conhecida. [34]

Os modelos de motores mais modernos devem considerar também a influência da recirculação dos gases de descarga.

Se assume-se que os pesos moleculares do ar e dos gases recirculantes de descarga diferem pouco entre si, e combinando-se a lei dos gases perfeitos e a lei de Dalton com a equação de conservação de massa, obtêm-se equações que definem a vazão de ar que flue no coletor, como função não linear dos seguintes fatores:

- Vazão de ar que entra no coletor
- Pressão parcial e temperatura do ar no coletor
- Volume do coletor
- Constante dos gases perfeitos
- Vazão dos gases de descarga recirculantes

Em muitos motores Diesel existe o arrefecimento do ar admitido na câmara de combustão. O arrefecedor de ar pode ser representado por relações empíricas entre a perda de pressão e o fluxo de ar. [35]

3 . 3 . 4 - Modelamento da injeção de combustível

Os processos físicos de entrega de combustível, no motor ciclo Otto e ciclo Diesel com injeção de combustível, são complexos.

A maioria dos modelos leva em conta os fenômenos que ocorrem desde o momento em que a demanda de combustível é calculada, até o momento em que a válvula de admissão se fecha.

Tais modelos tipicamente envolvem uma série de parâmetros empíricos, devido ao fato de complexos processos estarem envolvidos no modelamento. Exemplo é o cálculo da constante de tempo devido ao atraso oriundo do fenômeno de formação de filme nas paredes adjacentes ao injetor. Os parâmetros empíricos envolvidos devem ser extraídos via ensaio dinâmico. [34]

Nos motores Diesel com governadores centrífugos, o modelo do subsistema de injeção de

combustível deve ainda descrever a dinâmica mecânico-hidráulica do mecanismo de regulação centrífuga. [36]

3.3.5 - Modelamento da geração de torque

As relações definidas para este modelo levam em conta, via de regra, simplificações baseadas no fato de que a dinâmica da combustão é muito mais rápida que as dinâmicas de transporte do ar, combustível e gases recirculantes de descarga. A maioria dos modelos, portanto, não consideram fenômenos transitórios.

As equações usuais descrevem o torque no eixo como função de :

- fluxo de ar no coletor
- pressão no coletor
- rotação do virabrequim
- número de cilindros
- relação ar/combustível
- torque de atrito (energia dissipada)
- parâmetros empíricos (influência do avanço de centelha, etc.)

3.3.6 - Modelamento da dinâmica rotacional

A dinâmica da inércia do motor é comumente modelada por uma inércia invariante. Em um motor real, o momento polar de inércia efetivo do virabrequim, da biela, pistão e engrenagens das válvulas, varia ciclicamente, devido à geometria variável do mecanismo biela-manivela.

Ainda além, como o virabrequim não é um elemento rígido, surgem vibrações torsionais.

Apesar disso, para a grande maioria das aplicações que envolvem modelamento, é satisfatório desprezar-se a inércia variável e vibrações torcionais, modelando-se o eixo virabrequim como um elemento rígido.

Uma relação simples pode ser definida por aplicação da 2ª lei de Newton, levando-se em conta:

- a inércia efetiva do motor, ou seja, a inércia de todos elementos rotativos cuja rotação esteja diretamente relacionada à rotação do virabrequim.
- a dissipação de energia devida a acessórios, tais como alternador, compressores e bombas.

3.4 - MODELAMENTO DO EIXO DE CONEXÃO MOTOR - DINAMÔMETRO

O eixo de conexão pode, em se tratando de ensaios estáticos, ser considerado como um elemento rígido. No caso de ensaios dinâmicos, o eixo de conexão motor-dinamômetro é submetido a vibrações torcionais cuja implicação no sistema se verifica através de oscilações de alta frequência. Portanto, é importante que as características de amortecimento e rigidez do eixo sejam apreciadas para um modelamento mais verossímil.

3.5 - MODELAMENTO DO DINAMÔMETRO

Os modelos dos diferentes dinamômetros se distinguem enormemente um dos outros, pelo fato de que envolvem processos físicos muito diversos. Notadamente os dinamômetros menos adequados a integrarem bancos de ensaio dinâmico, dinamômetros de correntes de Foucault e hidráulicos, são exatamente aqueles menos abordados pela literatura, no âmbito de modelamento.

Em muitos trabalhos onde inclui-se o modelamento de dinamômetros elétricos em projetos de bancos de ensaio, negligencia-se a dinâmica do dinamômetro. Assume-se, por simplificação, que a dinâmica elétrica do dinamômetro é muito mais rápida que a dinâmica do motor de combustão. [34]

3.5.1 - Modelamento de dinamômetro hidráulico

A carga que o dinamômetro aplica ao eixo do motor está sujeita a flutuações em decorrência das variações comuns na pressão e vazão do sistema. Um modelamento totalmente analítico, portanto, dificilmente seria satisfatório.

Na descrição matemática do modelo de um dinamômetro hidráulico convencional, deve ser analisada a dinâmica da válvula de controle da vazão, assim como a dinâmica do conjunto carcaça/rotor. O modelamento da válvula de controle de vazão é simples, ao passo que o do conjunto carcaça/rotor é complexo, envolvendo um balanço de energia, massa e momentum.

A falta de modelos para este tipo de dinamômetro pode ser justificada, em parte, por sua aplicação típica em ensaios estáticos, sobretudo em ensaios de durabilidade.

3.5.2 - Modelamento de dinamômetro de correntes de Foucault

Assim como o dinamômetro hidráulico, pouco é tratado na literatura acerca de seu modelamento.

Um bom modelo deste dinamômetro deve poder descrever a dinâmica inerente à geração de torque, como função do fluxo magnético, derivado da circulação de corrente na bobina do dinamômetro. Este processo incluiria, basicamente, as características magnéticas dos componentes (resistividade e permeabilidade magnética), além de fatores relativos à configuração física (dimensões do rotor, bobina e entreferro).

3.5.3 - Modelamento de máquinas assíncronas

Modelos de máquinas assíncronas são encontradas em inúmeros textos específicos. [37, 38, 39] Os modelos mais completos destas máquinas incluem não linearidades e processos variantes no tempo, como , por exemplo, a variação da constante de tempo rotórica do motor em função da temperatura.

As máquinas utilizadas como freio-acionadores em bancos de ensaio dinâmico, são controladas por orientação ao campo, para garantir-se um acionamento de alto desempenho.

O princípio de orientação ao campo é melhor compreendido se o modelo é estabelecido com base em um sistema de coordenadas arbitrário. O modelo é obtido através de uma mudança de variáveis aplicadas sobre as relações tensão-corrente que descrevem o comportamento do motor visto como uma máquina simétrica idealizada composta por enrolamentos dispostos sobre o estator e o rotor, um para cada fase, que produzem fluxos de cuja interação é produzido o torque eletromagnético. Esta mudança de variáveis equivale a uma substituição do enrolamento trifásico por um enrolamento bifásico que produza exatamente a mesma distribuição de fluxo.[20]

O modelo da máquina estabelece a relação (em geral assumida como linear), entre o torque eletromagnético e os seguintes parâmetros / variáveis :

- corrente no estator ao longo do eixo de quadratura (para sistema de coordenadas síncrono)
- número de pares de pólos
- indutância mútua estator-rotor
- indutância própria do rotor
- resistência do rotor

Já a rotação do eixo pode ser derivada através dos valores relativos à inércia e ao amortecimento da máquina.

Deve-se incluir no modelo, também, a dinâmica do sistema de controle da corrente de alimentação (inversor de corrente ou inversor PWM).

3 . 5 . 4 - Modelamento de máquinas de corrente contínua

Como no caso da máquina assíncrona, modelos de máquinas de corrente contínua, com todos os graus de complexidade, são facilmente encontradas na literatura.

O modelo da máquina descreve o torque e a rotação como função da :

- resistência da armadura
- indutância da armadura
- tensão aplicada na armadura
- momento de inércia
- amortecimento
- constante de torque
- constante de força contra-eletromotriz

O modelo se completa com a descrição da dinâmica do controle de alimentação da máquina.

3.6 - APLICAÇÃO DOS MODELOS EM PROJETOS DE CONTROLE DE REGIME

O modelo do sistema global, composto pelos modelos do motor, dinamômetro e eixo de conexão, mencionados no item anterior, é caracterizado pela complexidade gerada tanto pelo grande número de equações envolvidas, assim como pelo comportamento não linear dos fenômenos físicos envolvidos, sobretudo daqueles referentes ao motor de combustão.

A não linearidade, no caso do motor Otto, pode ser facilmente constatada em um mapeamento $T=f(\alpha, n)$, que descreve o torque como função da abertura da válvula borboleta e da rotação (fig. 3.4).

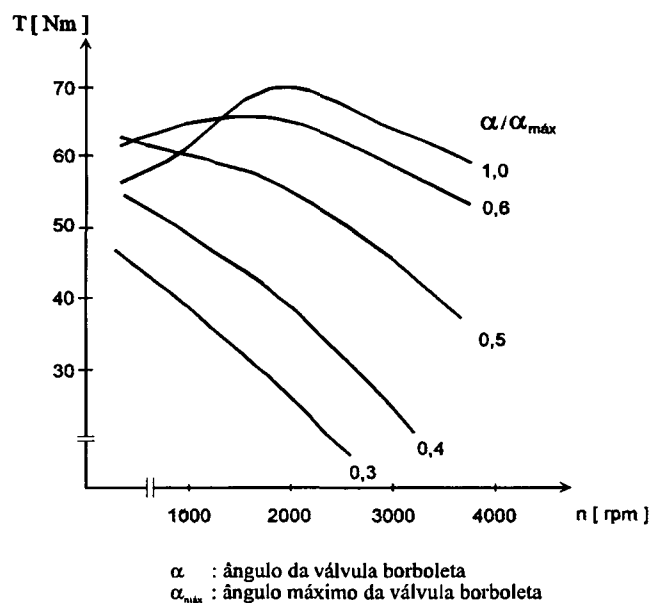


Fig. 3.4 : Curvas características torque vs. rotação de um motor Otto. [40]

Outro fator a se considerar no projeto de controle de regime em bancos de ensaio é o fato de que diferentes motores podem ser ensaiados em um mesmo banco. Alternativamente, um determinado componente do motor (por exemplo o sistema de injeção ou governador) pode ser substituído.

Para tais casos, o modelo utilizado para projetar os controladores não é mais válido. Conseqüentemente, os requisitos de ensaio podem não ser atendidos, e, em certas circunstâncias, pode ocorrer instabilidade no sistema para regimes particulares.

Para contornar-se tais problemas, as soluções para a síntese de controladores de regime têm-se baseado, via de regra, na determinação experimental das constantes do algoritmo de controle, de forma a atender as especificações, mesmo com pouco conhecimento das características dinâmicas do motor a ensaiar. A otimização dos parâmetros via experimentação é uma tarefa que obviamente demanda muito tempo de ensaio.

Como abordagem alternativa para a otimização via experimentação, há os procedimentos de projeto de controle robusto e adaptativo, com identificação *on-line* ou *off-line*.

A economia no tempo de ensaio é a principal vantagem no procedimento *on-line*, uma vez que se abdica de ensaios preliminares quando da troca do motor ou acessórios. Em contrapartida, cabe ao projetista analisar se o tempo de estabilização do algoritmo de identificação se adequa às constantes de tempo do sistema, e ao programa de ensaio estabelecido.

Trabalhos realizados propondo adaptação em malha fechada como solução às variações de parâmetros e não linearidades, tiveram ênfase no projeto de reguladores de velocidade de motores Diesel [41,42]. Nestas aplicações, a dinâmica de adaptação não apresenta restrições de tempo, uma vez que se trata de plantas geradoras de energia elétrica.

O tempo de estabilização nos trabalhos publicados envolvendo motores Otto, é de aproximadamente 4 segundos. Uma estabilização tão lenta revela inviável a abordagem adaptativa em malha fechada, para emprego em controle de regime de ensaios de alta dinâmica.

No caso de identificação via estímulo com sinal aleatório, deve-se levar em conta o efeito de “amostragem” intrínseca do motor, devido às etapas de combustão nos vários cilindros.[43]

Na abordagem *off-line*, ensaios preliminares são necessários, sempre que novos motores sejam instalados na bancada. A questão primordial, neste caso, é a minimização do tempo gasto nestes ensaios.

O modelo obtido, qualquer que seja a abordagem utilizada para sua obtenção, deve apresentar ordem relativamente baixa, para possibilitar a formulação de estratégias de controle sofisticadas, com fácil implementação.

CAPÍTULO IV

SÍNTESE DE CONTROLADORES DE REGIME DE ENSAIO

Os principais aspectos resultantes do desenvolvimento de uma metodologia de projeto de controle de regime são aqui apresentados, e se referem às etapas que constituem o procedimento, que são :

- definição dos requisitos de projeto
- definição do modelo
- definição da estrutura de controle
- síntese do controlador / simulação do sistema

4.1 - DEFINIÇÃO DOS REQUISITOS DE PROJETO

Para o projeto de controle desenvolvido neste trabalho, não foram impostas metas quantitativas, quanto à dinâmica a ser obtida nos ensaios. Portanto, não foram estabelecidos objetivos específicos com relação ao tempo de estabilização do regime, do erro em condições estacionárias, etc.

O objetivo proposto foi o de alcançar uma sensível melhoria no controle de regime em bancos de ensaio, comparativamente ao desempenho obtido em estruturas tradicionais escalares de controle, empregadas usualmente em bancos de ensaio estático.

Os critérios mais importantes, considerados na avaliação do desempenho de controladores de regime de bancos de ensaio de motores de combustão interna, são, via de regra, o tempo de

estabilização do regime, o nível de sobresinal, a rejeição de perturbações e o erro em regime estacionário.

Obviamente, quanto menor o tempo de estabilização do torque e da rotação, mais adequado é o banco à realização de ensaios dinâmicos.

Níveis de sobresinal e erros em regime estacionário mínimos, são necessários para que o ensaio seja considerado válido, sendo portanto itens básicos a considerar-se na apreciação da confiabilidade metrológica dos ensaios.

A interação entre as dinâmicas de torque e rotação provoca o aparecimento de indesejáveis perturbações durante o ensaio, sobretudo se ocorrem mudanças bruscas nas referências de ambas variáveis, simultaneamente. A capacidade de um banco de ensaio de cumprir severos ensaios dinâmicos, como no caso de programas de ensaio de simulações e verificação de emissão de poluentes, segundo as normas mais restritivas, exige do sistema uma interação tão pequena quanto possível das malhas de torque e rotação.

Conforme visto no quadro comparativo da figura 2.10, o desempenho obtenível nos ensaios é função do tipo de dinamômetro disponível na bancada.

Com relação ao tipo de motor de combustão interna, ambos motores, Otto e Diesel, apresentam constantes de tempo relativamente próximas, quando apreciados motores com potência similar.

A título de exemplificação adotar-se-á um dinamômetro de correntes de Foucault e um motor ciclo Otto, como elementos do modelo de banco de ensaio aqui estudado. A justificativa para esta escolha é apresentada no próximo item deste capítulo. Assim sendo, para o banco de ensaio definido por estes dois elementos, busca-se no sistema controlado um tempo mínimo de estabilização, em torno de 5 segundos (para estabilização na faixa de $\pm 5\%$ do valor de regime), para ambas variáveis de regime, com a garantia adicional de :

- níveis de sobresinal inferiores a 5 %.
- erro “nulo” ou desprezível, em regime estacionário.
- boa rejeição de perturbações, com desvios inferiores a 2 % na rotação, para degraus de até 10% na referência de torque, e vice-versa.

Os requisitos acima podem ser considerados severos, sobretudo se comparados ao desempenho proporcionado usualmente pelos controladores em bancos de ensaio estático. Tais requisitos, se cumpridos para toda a faixa de interesse de ensaio, garantem a realização de ensaios dinâmicos não severos.

4.2 - MODELO

O modelo adotado, por servir de base para o projeto do controlador, deve ser definido atendendo uma série de critérios, que asseguram, basicamente, o cumprimento dos requisitos de projeto na ocasião da implementação do controlador no sistema físico real.

A etapa de modelamento parte da definição da estrutura de banco a ser estudada.

4.2.1 - Definição do tipo de banco e seu modelamento

Para a escolha do tipo de dinamômetro e motor adotado como objeto de estudo, síntese de controle e simulação, dois aspectos foram considerados decisivos neste trabalho :

- representatividade
- disponibilidade de um banco para a etapa de implementação

Em termos de representatividade, buscou-se identificar o tipo de banco mais comumente encontrado na indústria automobilística e de autopeças nacionais. Em termos de implementação, buscou-se identificar o tipo de banco no qual haveria a possibilidade de ser executada a parte experimental do trabalho.

Analizando-se ambos aspectos, decidiu-se adotar como banco de ensaio a modelar, um banco baseado em um dinamômetro de correntes de Foucault para a frenagem de um motor ciclo Otto. Este tipo de banco é o mais encontrado na indústria e nos centros de pesquisa brasileiros, sendo também o tipo de banco de ensaio existente no Laboratório de Motores da Universidade Federal de Santa Catarina.

Aos fatores citados acima se sobrepõe o fato de que o banco de ensaio baseado em dinamômetro de correntes de Foucault não é particularmente adequado a ensaios dinâmicos, constituindo-se portanto em um desafio complementar.

A impossibilidade, constatada posteriormente, de utilizar-se o banco de ensaio existente no laboratório de motores, para uma identificação experimental e validação do modelo adotado, impôs a adoção de dados referentes ao sistema descrito em [44].

4.2.2 - Descrição do modelo adotado

O modelo matemático de banco de ensaio procurado na literatura, deveria ser constituído de um motor ciclo Otto e um dinamômetro de correntes de Foucault. Além disso deveria apresentar as seguintes características:

- representação dos fenômenos transitórios mais relevantes.
- apresentar ordem relativamente reduzida, permitindo-se a formulação de estratégias de controle sofisticadas com fácil implementação.
- haver sido validado experimentalmente.

O modelo adotado [44], linearizado em um ponto de operação intermediário e de quinta ordem, apresenta todas as características acima, e representa matematicamente um banco de ensaio com os componentes e regime definidos abaixo:

- Motor ciclo Otto
 - volume dos cilindros : 1725 cm^3
 - amortecimento : $4,6 \text{ rad/s Nm}$
 - inércia : $0,06 \text{ kgm}^2$
- Dinamômetro de correntes de Foucault
 - amortecimento : $11,6 \text{ rad/s Nm}$
 - inércia : $0,2 \text{ kgm}^2$
- Eixo de acoplamento
 - compliância : $2,05 \cdot 10^{-3} \text{ rad/Nm}$
 - amortecimento : $1,76 \text{ rad/s Nm}$
- Ponto de operação : $60 \text{ Nm} - 3000 \text{ rpm}$

O modelo adotado foi desenvolvido em termos de uma analogia eletro-mecânica, com processos invariantes no tempo e com parâmetros concentrados, de uma forma conveniente para representar a interconexão entre os vários componentes físicos do sistema.

Uma analogia eletro-mecânica (figura 4.1) permite analisar o motor de combustão interna como sendo uma fonte de tensão V_t em série com uma resistência R_e . A velocidade tem por

análogo elétrico a tensão, e a resistência representa os fenômenos de dissipação interna de energia, como o atrito.

O freio dinamométrico equivale a uma fonte de corrente I_d em paralelo com uma resistência.

A corrente da fonte corresponde à corrente de campo da bobina do dinamômetro.

Os modelos do motor e dinamômetro podem então ser conectados para a análise do sistema banco de ensaio. No caso de simulação de condições estacionárias, o eixo de acoplamento motor-dinamômetro pode ter como análogo elétrico uma ligação direta (curto-circuito), uma vez que não há diferença entre a velocidade angular do rotor do dinamômetro e do virabrequim do motor, em regime permanente.

Para permitir que este simples modelo de banco possa representar processos transitórios, uma série de modificações deve ser efetuada.

Dentre os efeitos dissipativos e de inércia mais relevantes do motor, destaca-se a inércia mecânica das partes girantes do motor.

Como análogo elétrico, um capacitor é ligado em paralelo à fonte de tensão. O valor de capacitância pode ser estimado via cálculo envolvendo a resistência da fonte e a constante de tempo do motor, duas variáveis determinadas experimentalmente.

Equivalentemente, um capacitor ligado em paralelo à fonte de corrente permite incluir o efeito da inércia do rotor do dinamômetro, na dinâmica do modelo.

Um elemento mecânico que compõe a estrutura típica de um dinamômetro, e que também influe na dinâmica do banco como um todo, consiste no conjunto carcaça-suporte.

A influência deste elemento pode ser facilmente identificada através de experimentação simples.

[13]

A representação deste conjunto, na forma de análogo elétrico, corresponde a um elemento com componentes indutivas, capacitivas e resistivas, todas em paralelo (L_b , C_b e R_b).

A questão final acerca da descrição analógica do banco prescreve a representação do eixo de conexão motor / freio-acionador.

Através de análises experimentais, pode-se avaliar os componentes resistivos e indutivos (R_s e L_s), análogos elétricos relativos ao comportamento de amortecimento interno e elasticidade torsional.

Os efeitos torsionais no eixo e de elasticidade / amortecimento do braço de medição, são indesejáveis na execução de um ensaio dinâmico. A utilização de eixos e acoplamentos de maior rigidez e braços também rígidos são, em parte, solução para o problema.

Se a medição de torque for efetuada no eixo de acoplamento motor / dinamômetro, a largura de banda do sinal de torque pode ser significativamente ampliada.

Alternativamente, com a redução da elasticidade do braço de medição de torque, pode-se assumir que a frequência natural deste elemento seja alta o suficiente para permitir uma simplificação do modelo.

O modelo considera ainda a dinâmica do controle da corrente do dinamômetro. Esta dinâmica foi determinada experimentalmente e incluída no modelo através dos componentes R_c , L_c , C_c e V_L .

O modelo discutido, validado experimentalmente, apresenta ordem reduzida (quinta ordem), mantendo, no entanto, uma representação ainda fiel de fenômenos de frequências de até 10 Hz, relativamente altas para uma planta termo-mecânica. Este valor se revela compatível com os valores de muitos bancos de ensaio dinâmico existentes.

As variáveis de estado elegidas são a velocidade do motor, a velocidade do rotor do freio, o torque, a corrente na bobina do dinamômetro e sua taxa temporal.

As entradas são a tensão (0 - 10 V) no servomotor da válvula borboleta (V_t), e a tensão (0 - 10 V) de controle do dinamômetro (V_L). As saídas são a rotação do rotor do freio e o torque.

A Função Transferência, relação entre as saídas e entradas acima citadas, é dada por : [44]

$$P(s) = [n_{ij} / d] , i,j=1,2 \quad (4.1)$$

onde

$$n_{11} = 10 s^3 + 8550 s^2 + 179450 s + 251220$$

$$n_{12} = -30 s^2 - 170 s - 115850$$

$$n_{21} = 10 s^4 + 11800 s^3 + 250360 s^2 + 406200 s + 83580$$

$$n_{22} = 60 s^2 + 51790 s + 65160$$

$$d = s^5 + 30 s^4 + 5780 s^3 + 122760 s^2 + 226670 s + 82300$$

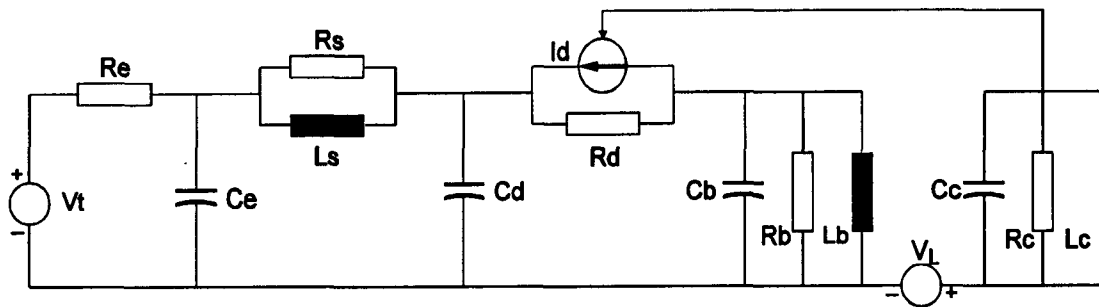


Fig. 4.1 : Análogo elétrico para o banco de ensaio. [44]

4.3 - DEFINIÇÃO DA ESTRUTURA DE CONTROLE

Com o modelo definido no item anterior, passa-se à etapa de projeto do controlador, utilizando uma ou várias metodologias da teoria de controle.

O projeto deve gerar um controlador que atenda aos requisitos definidos anteriormente. Para tanto, o sistema resultante deve ser simulado para verificação dos compromissos de projeto. A simulação também é aplicada neste item, para auxiliar na definição da estrutura de controle a empregar-se.

Além de satisfazer os requisitos de projeto especificamente citados no item 4.1, a estrutura a ser adotada deve atender a outras especificações, secundárias mas também importantes, relativas à implementação do controlador. Estes requisitos se referem basicamente ao número de variáveis físicas do banco de ensaio que demandam medição, e a flexibilidade apresentada pelo controlador. Quanto menos variáveis necessita-se medir, menor o custo de implementação. Quanto mais flexível a estrutura de controle, mais fácil é a implementação deste em bancos de ensaio com outras características.

A solução clássica para os problemas de controle de regime, constitui-se, no caso de ensaios estáticos, no emprego de controladores de ação proporcional-integradora-derivativa (PID). Para contornar-se o problema da não linearidade, normalmente adota-se uma adaptação em malha aberta.

A estrutura de controle típica é escalar, com o controle de rotação via dinamômetro e torque via alimentação do motor (posição da válvula borboleta / nível de injeção). Esta abordagem de controle é visualizada na figura 4.2.

Para esta estrutura de controle, os tempos de estabilização oscilam entre 10 e 40 segundos, tipicamente.

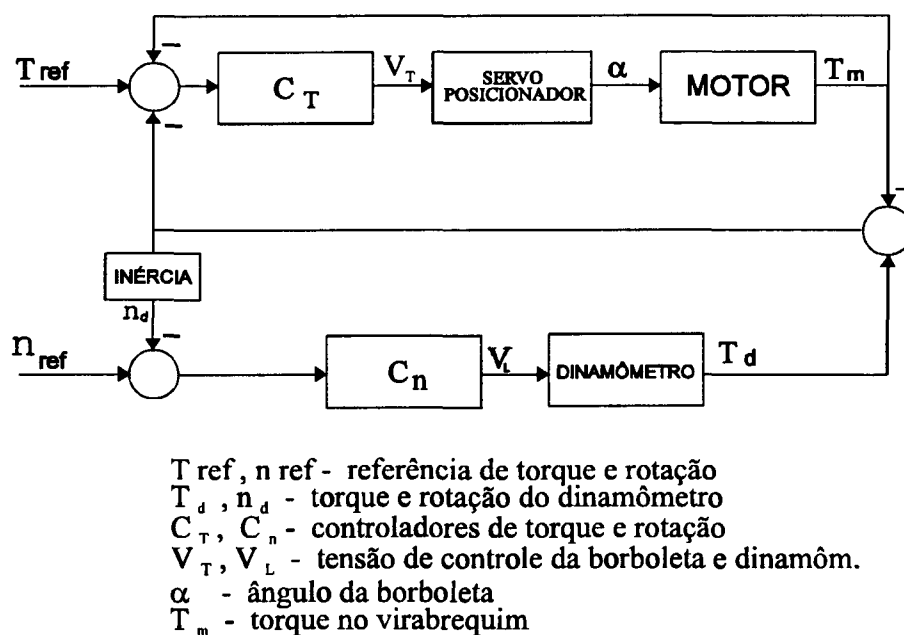


Fig. 4.2 : Estrutura típica para controle de regime de ensaios estáticos

Esta estrutura revela-se inadequada para aplicação em ensaios dinâmicos. Para ilustrar este fato, apresentam-se aqui resultados obtidos por simulação do modelo matemático apresentado anteriormente (ítem 4.2.2).

O sistema foi simulado com controladores de ação proporcional-integradora-derivativa e de ação proporcional-integradora, ambos com diferentes ajustes de ganhos. Os melhores resultados,

em termos de tempo de estabilização e sobressinal mínimos, com rejeição de perturbação aceitável, foram obtidos com o emprego de controladores de ação proporcional-integradora, para ambas malhas de controle. Para estes controladores não se verificou nenhuma saturação.

Na figura 4.3 são apresentadas as respostas, obtidas por simulação, ao acréscimo de 10 % em degrau nas referências de rotação e torque, com os respectivos valores de controle (V_t e V_L). Os controladores utilizados são :

- Controle de rotação : $C_n(s) = (0,1 s + 0,21)/s$
- Controle de torque : $C_T(s) = (0,1 s + 0,15)/s$

Como se observa, o tempo de estabilização é elevado (cerca de 15 segundos).

A figura 4.4 mostra as respostas para o acréscimo de 10 % na referência de torque, juntamente com os respectivos níveis de controle. Aqui o torque se estabilizou mais rapidamente, mas em contrapartida a rotação apresentou uma variação superior a 3 %.

Estes resultados obtidos mediante simulação correspondem, de forma geral, muito bem aos resultados que se obtêm em bancos de ensaio estático reais.

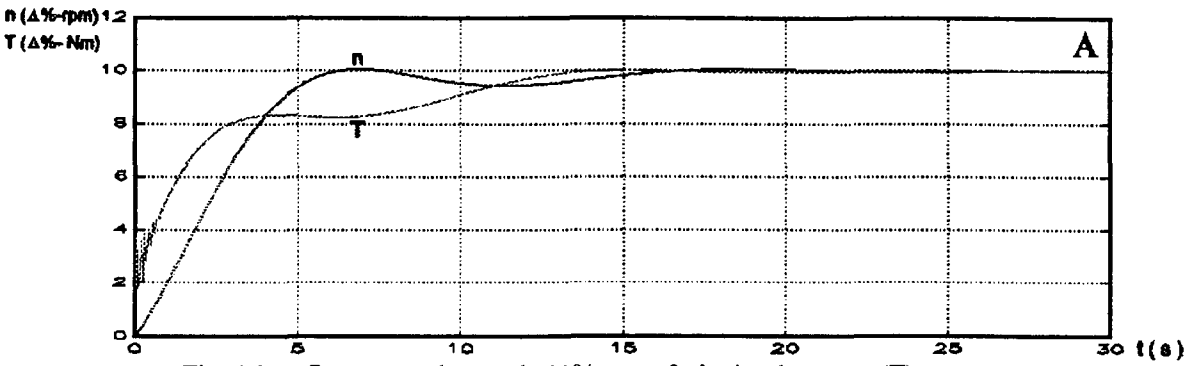


Fig. 4.3.a : Resposta a degrau de 10% nas referências de torque (T) e rotação (n)

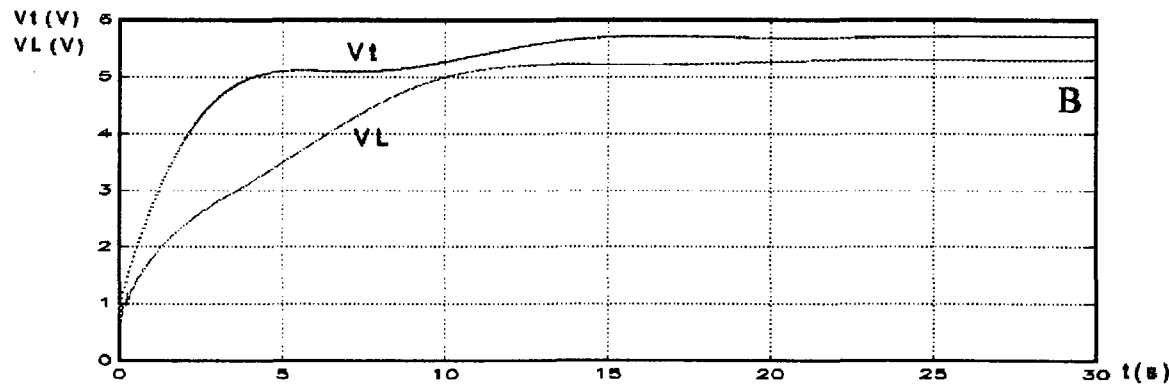


Fig 4.3.b : Tensões no servo da borboleta (V_t) e no controle do dinamômetro (V_L)

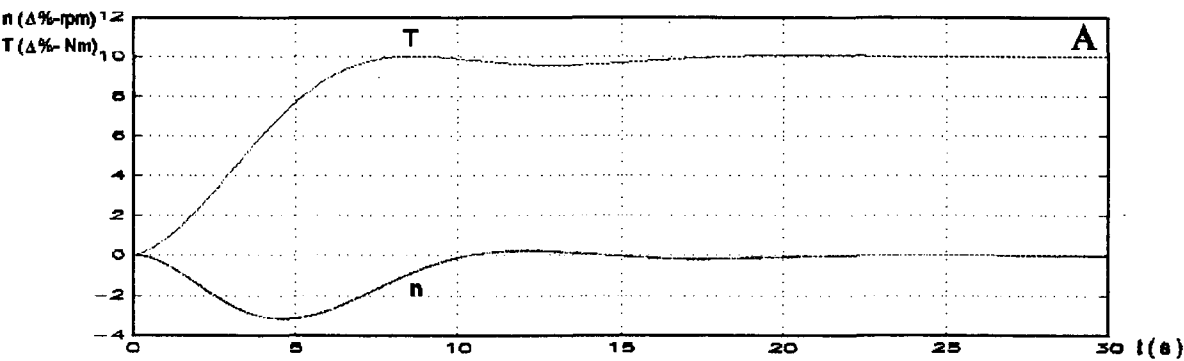


Fig. 4.4.a : Resposta a degrau de 10% na referência de torque

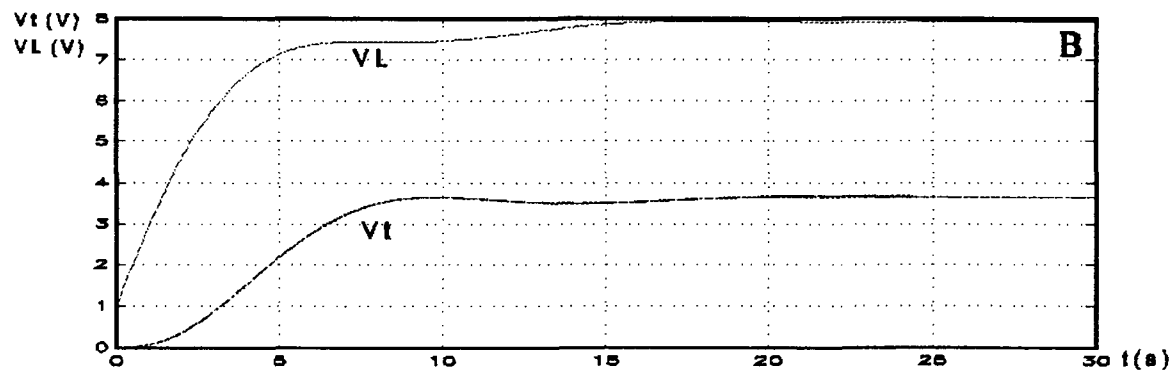


Fig. 4.4.b : Tensões no servo da borboleta (V_t) e no controle do dinamômetro (V_L)

A interação entre as dinâmicas de torque e rotação, observada nas simulações anteriores, deve portanto ser eliminada ao máximo, através de outras estruturas de controle. Optou-se neste trabalho por uma estrutura de controle multivariável, que através de realimentação, eliminasse tal interação. A descrição de duas abordagens distintas para a síntese de controle multivariável é apresentada no próximo item.

Finalizando-se a definição da estrutura de controle, deve-se escolher qual variável de controle (posicionamento da válvula borboleta / corrente de excitação no dinamômetro), será utilizada para o controle do torque e da rotação.

Um modo simples de obter-se uma noção da sensibilidade das variáveis a controlar, frente às entradas, é através da resposta do sistema em malha aberta. A figura 4.5 apresenta as respostas em malha aberta para degraus de 10 % nas entradas V_T - tensão no servoposicionador da borboleta e V_L - tensão no controlador de frenagem. As curvas mostram que a rotação é mais sensível à variação de alimentação do motor do que a uma variação de frenagem, enquanto que para o torque tal distinção não é tão marcante, em regime estacionário.

Na prática, a escolha entre o controle de rotação e torque, via alimentação do motor ou frenagem (atuação do dinamômetro), é questão mais operacional que de controle.

Em ensaios estáticos, o controle de rotação é em geral exercido através da frenagem, uma vez que a maioria dos fabricantes de dinamômetros fornecem uma unidade de controle para a rotação do freio, aliada a um dispositivo de segurança que evita que o motor dispare.

Entretanto, uma configuração de controle que regule a rotação via alimentação do motor, é mais apropriada à simulação de testes de estrada. De fato, durante a operação do veículo, o condutor ajusta a velocidade através do acelerador, enquanto que o torque se ajusta às condições externas do ambiente (inclinação da pista, atritos, etc.).

Portanto, escolheu-se neste trabalho a abordagem de controle de rotação através da válvula borboleta, e do torque, através da corrente de excitação da bobina do dinamômetro.

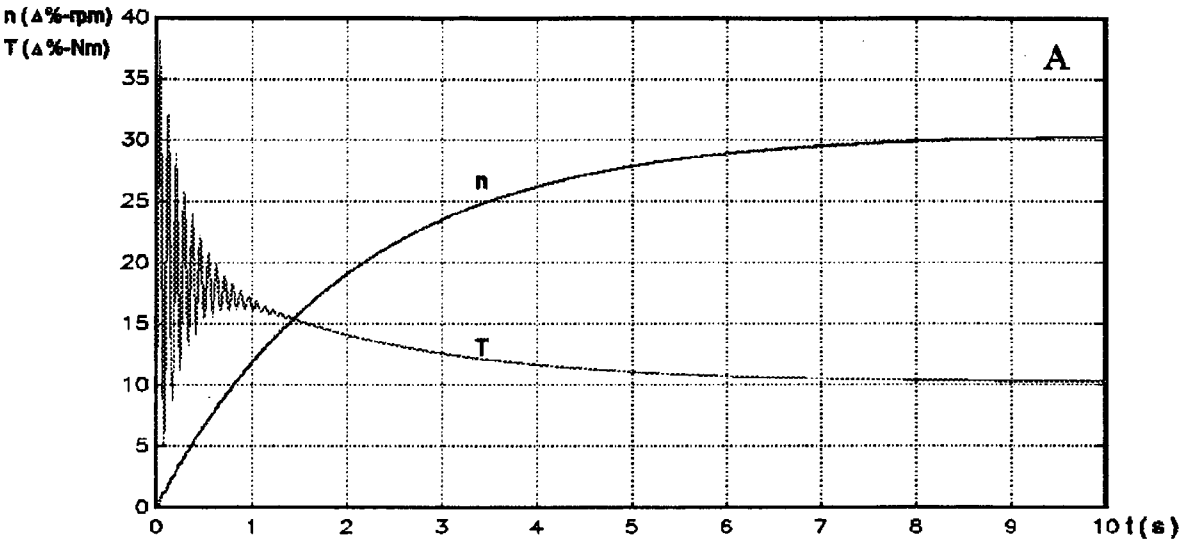


Fig. 4.5.a : Resposta (malha aberta) para degrau de 10% na tensão do servo (V_t)

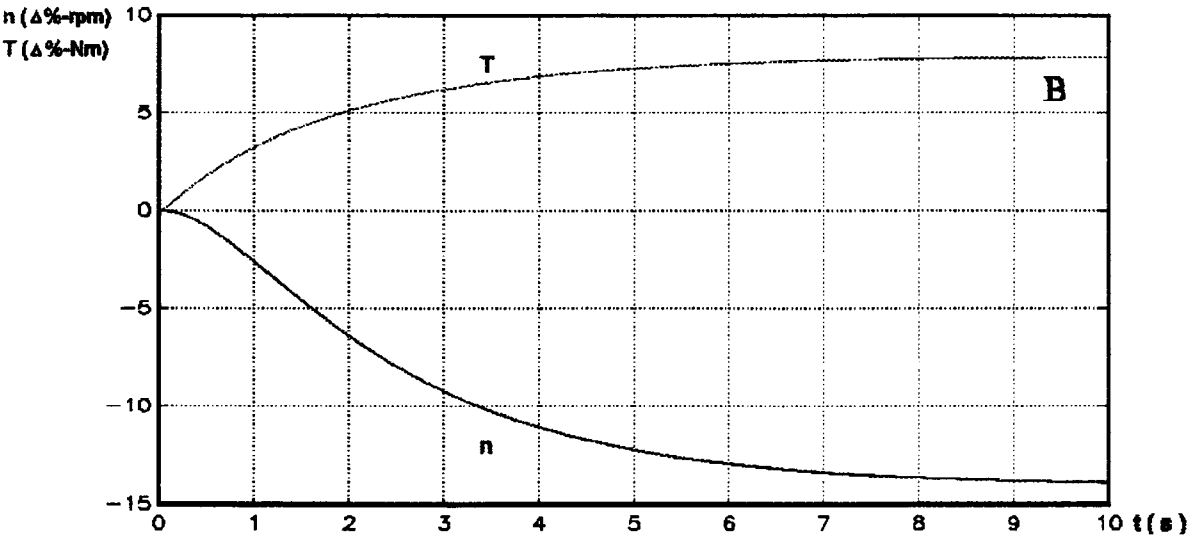


Fig. 4.5.b : Resposta (malha aberta) para degrau de 10% na tensão de controle do dinamômetro

4.4 - SÍNTESE DE CONTROLE - SIMULAÇÃO

A teoria de sistemas lineares multivariáveis abrange várias técnicas distintas para analisar e descrever os sistemas dinâmicos. Em virtude disto, também são várias as técnicas existentes para a solução dos problemas básicos de sistemas multivariáveis (*tracking*, rejeição de perturbações, etc.). Uma comparação entre estas diversas técnicas foge do escopo desta dissertação, sendo aqui analisadas, para o projeto de controle de regime, apenas duas abordagens, amplamente conhecidas e utilizadas: a síntese de controle via realimentação de estados e a síntese de controle via realimentação de saída. Como a própria nomenclatura evidencia, ambas técnicas se baseiam na realimentação, conceito básico da teoria de controle automático, e eficaz no cumprimento da maior parte dos requisitos de projeto de controle.

4.4.1 - Síntese de controle via realimentação de estados

“Variável de estado”, outro conceito básico da teoria de sistemas, se refere ao conjunto de informações necessárias e suficientes para descrever estática e dinamicamente um sistema, no domínio do tempo. Estas informações são em geral, por uma questão prática, variáveis físicas mensuráveis. No modelo matemático adotado neste capítulo, as variáveis de estado, como já citado anteriormente, são: a velocidade do virabrequim, a velocidade do rotor do dinamômetro, o torque, a corrente na bobina do dinamômetro e sua taxa temporal.

Conseqüentemente, a implementação desta abordagem exigiria a instalação adicional de transdutores específicos para a medição da corrente da bobina do dinamômetro, além do cálculo, em tempo real, da derivada da corrente. Isto acarretaria em um aumento dos custos na implementação do projeto. Alternativamente, as variáveis não mensuradas ou não mensuráveis poderiam ser calculadas em um processador específico, através de equações que descrevam os processos físicos envolvidos. Isto aumenta sobremaneira a complexidade do controlador.

Devido a estes fatores, a abordagem de síntese via realimentação de estados não será aplicada para o projeto de controle de regime deste trabalho.

Contudo, caso todos estados sejam mensurados ou calculados, o projeto poderia prosseguir, adotando-se diversas metodologias. Uma metodologia particular e interessante de projeto é apresentada em [46], exposta a seguir apenas em termos da filosofia básica do método.

Nesta metodologia, realimenta-se os estados conforme a diagrama da figura 4.6, onde A, B, C, D , matrizes dinâmicas do sistema, são definidas pela relação

$$P(s) = C(sI - A)^{-1}B + D \quad (4.2)$$

onde $P(s)$ é a função transferência do sistema, conforme (4.1), $x(t)$ e $x(t_0)$ são, respectivamente os estados atuais e iniciais, $u(t)$ é o vetor de controle e $w(t)$ e $y(t)$ são respectivamente, a referência e o valor atual das variáveis a controlar.

O projeto resume-se à escolha apropriada dos elementos F e G , balizada pelos requisitos impostos ao projeto.

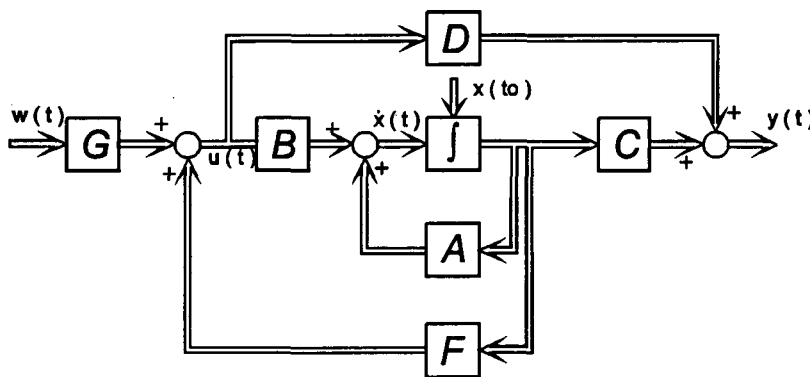


Fig. 4.6 : Configuração do sistema com realimentação de estados

4.4.2 - Síntese de controle via realimentação da saída

Não sendo atraente e mesmo factível a síntese via realimentação de estados, analisa-se agora a síntese via realimentação de saída.

Esta abordagem de projeto é particularmente interessante devido ao fato de que as variáveis a realimentar-se, e portanto a mensurar-se, são somente as variáveis a ser controladas. No caso do controle de regime, há portanto de realimentar-se e medir-se apenas o torque e a rotação. A desvantagem desta abordagem reside no fato de que, geralmente, o controlador resultante é bem mais complexo, comparativamente à abordagem de realimentação de estados.

Analogamente à síntese via realimentação de estados, a síntese via realimentação de saída pode ser realizada seguindo inúmeras e distintas linhas de projeto. Descrevendo de forma bastante sintetizada e global, o cumprimento dos requisitos de projeto pode ser efetuado mediante uma alocação criteriosa da autoestrutura (autovalores e autovetores).

A tradução das especificações de projeto para a linguagem matemática formal, é algo relativamente complexo para os sistemas multivariáveis, demandando uma compreensão sistêmica da implicação física das operações em espaços vetoriais.

O formalismo matemático é neste trabalho, portanto, relegado a um segundo plano, a despeito das consequências em se fazê-lo.

A metodologia para a síntese utilizada neste trabalho baseia-se em um *framework* algébrico, para planta (no caso, o banco de ensaio), estável. [47]

Para ilustrar as relações de entrada-saída do sistema linear controlado, é apresentada a figura 4.7. Este diagrama básico da teoria de controle, é característico de qualquer sistema realimentado pela saída. Nesta diagrama, u_1 é a entrada (valor referência da variável controlada), u_2 é qualquer distúrbio na entrada da planta (perturbações ou ruídos), d_o é qualquer distúrbio na saída (ruídos de medição, por exemplo). C representa o controlador e P a planta, ou seja, o banco de ensaio. Para completar, e_1 e e_2 são os sinais atuantes no controlador e na planta, respectivamente, y_1 é a saída do controlador e y_2 é a saída do sistema.

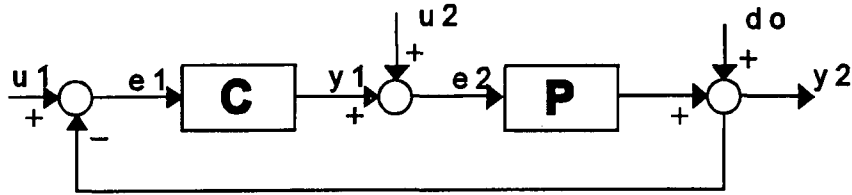


Fig. 4.7 : Sistema linear com realimentação unitária da saída

A função transferência entre as saídas y_1 e y_2 e as entradas u_1 e u_2 , aqui denominada de H_{yu} ,

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = H_{yu} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

é definida por simples operação de álgebra de blocos :

$$H_{yu} = \begin{bmatrix} C(I + PC)^{-1} & -CP(I + CP)^{-1} \\ PC(I + PC)^{-1} & P(I + CP)^{-1} \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

No caso deste trabalho, apenas a apreciação da entrada u_1 e da saída y_2 será considerada, pois não se analisarão as influências de distúrbios e ruídos. Assim sendo, analisar-se-á somente a função transferência $H_{y_2u_1}$, relacionando a entrada

$$u_1 = [n_{ref} \quad T_{ref}] \quad (4.5)$$

com a saída

$$y_2 = [n \quad T] \quad (4.6)$$

onde n_{ref} , T_{ref} , n e T , são os valores de referência e atuais (mensurados), de rotação e torque, respectivamente.

Para o caso de realimentação unitária, a relação entre a função transferência H_{y2u1} e a função transferência da planta P , é particularmente simples se empregada a parametrização Q , proposta por Zames [48]:

$$H_{y2u1} := PQ \quad (4.7)$$

Todo o procedimento de projeto baseia-se nesta parametrização, e no pressuposto de que a planta é estável, linear e invariante no tempo. Este parâmetro Q simboliza portanto, a relação entre duas funções transferência:

- a função transferência da planta, representando a relação entre o par rotação / torque e o par tensão no servo da borboleta / tensão no controle do dinamômetro;
- a função transferência total, representando a relação entre os valores de referência e mensurados de rotação e torque.

O projeto, totalmente definido pela equação (4.7), se resume portanto a :

- a) definir-se uma função transferência H_{y2u1} , adequada, apresentando as características desejáveis para o sistema.
- b) cálculo direto do controlador C , através das equações (4.4) e (4.7), que por algebrismo matricial e, considerando que [46]:

$$I - PQ = (I + PC)^{-1} \quad (4.8)$$

se convertem na seguinte relação

$$C = (I - P^{-1} H_{y2u1} P)^{-1} P^{-1} H_{y2u1} \quad (4.9)$$

Adicionalmente, devem ser introduzidos procedimentos que garantam a obtenção de um controlador estritamente próprio, equivale dizer, implementável fisicamente. Tais procedimentos podem ser simultaneamente efetuados com a definição da função transferência H_{y2u1} adequada.

No caso do sistema banco de ensaio, necessita-se uma interferência tão pequena quanto possível entre as dinâmicas de rotação e torque. Esta especificação de projeto equivale, matematicamente falando, à obtenção de um sistema bloco-diagonal [47].

Isto definido, passa-se à questão da escolha dos elementos desta matriz, que satisfaçam os critérios de desempenho e de implementação física.

Esta escolha é melhor sistematizada se os elementos da matriz forem particionados em 3 polinômios. Portanto, a estrutura básica de H_{y2u1} adquire a seguinte configuração :

$$H_{y2u1}(s) := \text{diag} [n_{1+}(s) \tilde{n}_1(s) / d_1(s) , n_{2+}(s) \tilde{n}_2(s) / d_2(s)] \quad (4.10)$$

A escolha dos polinômios $n_{1+,2+}(s)$, deve ser analisada para o caso em que as raízes dos numeradores dos elementos da função transferência P estejam localizados no plano complexo \mathbb{C}_+ .

Como este não é o caso para o sistema em análise, se adota neste projeto, por simplicidade :

$$n_{1+,2+}(s) \equiv 1 \quad (4.11)$$

A escolha dos polinômios $d_{1,2}(s)$ têm implicação direta na questão da estabilidade do sistema, uma vez que as raízes destes polinômios correspondem aos pólos do sistema. Não só definem a estabilidade como também são responsáveis pelo desempenho em regime transitório e estacionário.

Os critérios para uma estrutura adequada dos polinômios $d_{1,2}(s)$ podem se basear nas ferramentas de projeto da teoria clássica - e básica - de controle, combinadas com a experiência do projetista e com simulação iterativa ("*trial and error*"). Parte-se de polinômios de pequena ordem (que naturalmente garantam realizabilidade física), cujas raízes podem, por exemplo, ser escolhidas mediante o método convencional do lugar das raízes.

A especificação para o regime estacionário adotada neste projeto é o de erro nulo. Para garanti-lo, basta alocar-se uma das raízes de $d_{1,2}(s)$ na origem. As especificações para regime transitório são de mínimo tempo de estabilização com pequeno sobressinal ($\leq 5\%$).

Para o projeto deste trabalho, definiu-se, mediante o método do lugar das raízes e principalmente por simulação, os polinômios $d_{1,2}(s)$ como aqueles que apresentassem uma boa solução para o

compromisso entre tempo de estabilização e sobresinal. Adotou-se aqui a escolha de polinômios com raízes no eixo real do plano complexo, garantindo uma resposta bem amortecida :

$$d_{1,2}(s) = s^3 + 9s^2 + 18s \quad (4.12)$$

Resta agora definir os polinômios $\tilde{n}_{1,2}(s)$. De forma análoga aos polinômios $d_{1,2}(s)$, os polinômios $\tilde{n}_{1,2}(s)$ exercem influência na configuração dos transitórios. Esta relação de causa-efeito é melhor analisada via simulação.

Por simulação, observou-se que as limitações quanto à escolha de $\tilde{n}_{1,2}(s)$ estão relacionadas à saturação do sistema. Para analisar-se este aspecto, simulou-se o sistema partindo-se da adoção de uma constante, o que também simplifica a análise :

$$\tilde{n}_{1,2}(s) = 15 \quad (4.13)$$

O valor da constante foi estabelecido baseando-se no critério de mínimo tempo de estabilização com pequeno sobresinal. Quanto maior a amplificação, menor o tempo de estabilização, mas maior a saturação.

Com isto, o controlador está totalmente definido. Basta aplicar (4.13), (4.12), (4.11), (4.10), e (4.9) em (4.8), com **P** definido no item 4.2.2 :

$$\mathbf{C} = [\mathbf{n}_{ij} / \mathbf{d}] \quad (4.14)$$

onde

$$n_{11} = 2,7 \cdot 10^{-7} s^6 + 2,85 \cdot 10^{-4} s^5 + 4,63 \cdot 10^{-2} s^4 + 1,01 s^3 + 2,96 s^2 + 2,86 s + 0,80$$

$$n_{12} = -4,5 \cdot 10^{-8} s^8 - 6,18 \cdot 10^{-5} s^7 - 1,15 \cdot 10^{-2} s^6 - 4,37 \cdot 10^{-1} s^5 - 5,36 s^4 - 1,62 \cdot 10 s^3 - 1,84 \cdot 10 s^2 - 7,86 s - 0,10$$

$$n_{21} = 1,35 \cdot 10^4 s^6 + 2,68 \cdot 10^5 s^5 + 1,22 \cdot 10^3 s^4 + 1,05 \cdot 10^{-1} s^3 + 2,14 s^2 + 3,94 s + 1,43$$

$$n_{22} = 4,5 \cdot 10^{-8} s^7 + 4,71 \cdot 10^{-5} s^6 + 8,41 \cdot 10^{-3} s^5 + 3,15 \cdot 10^{-1} s^4 + 3,81 \cdot 10 s^3 + 1,08 \cdot 10 s^2 + 1,08 \cdot 10 s + 3,10$$

$$d = 3 \cdot 10^{-10} s^9 + 3,56 \cdot 10^{-6} s^8 + 1,49 \cdot 10^{-4} s^7 + 1,89 \cdot 10^{-2} s^6 + 5,60 \cdot 10^{-1} s^5 + 4,56 s^4 + 1,37 \cdot 10 s^3 + 1,52 \cdot 10 s^2 + 4,69 s$$

Uma análise do desempenho do controlador pode ser feita através de simulações.

Para um acréscimo em degrau de 10 % na referência de torque, obteve-se as respostas do sistema conforme figura 4.8.

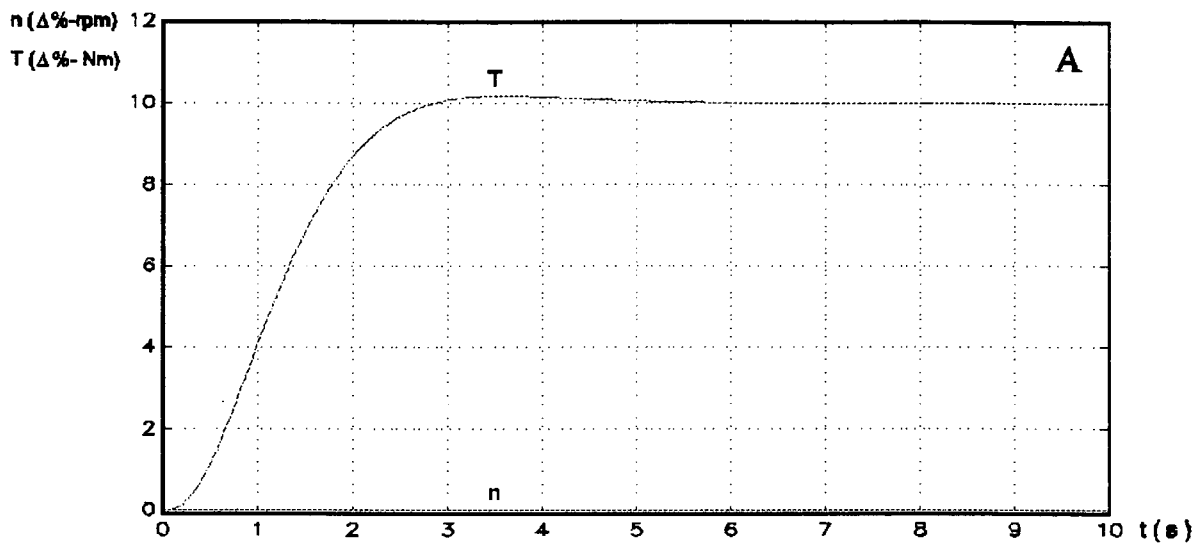


Fig. 4.8.a : Resposta a degrau de 10% na referência de torque

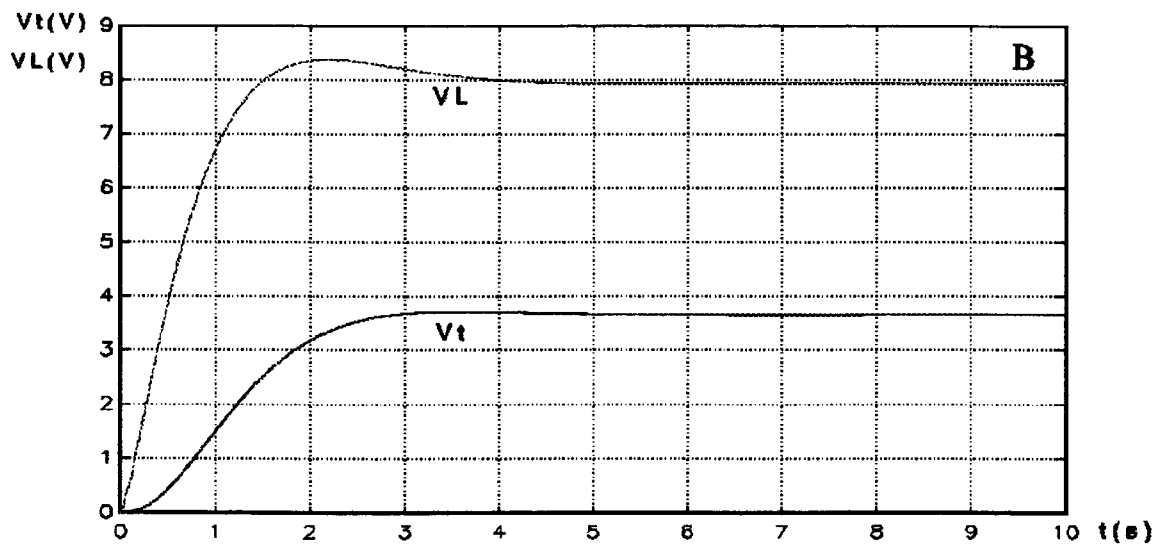


Fig. 4.8.b : Tensões no servo da borboleta (V_t) e no controle do dinamômetro (V_L)

Como se observa na figura 4.8 , o tempo de estabilização para o torque é de aproximadamente 3 segundos, sem que houvesse saturações e variação da rotação, mesmo em regime transitório.

Para um acréscimo de 10% em degrau, em ambas variáveis, simultâneamente, obteve-se os resultados da figura 4.9.

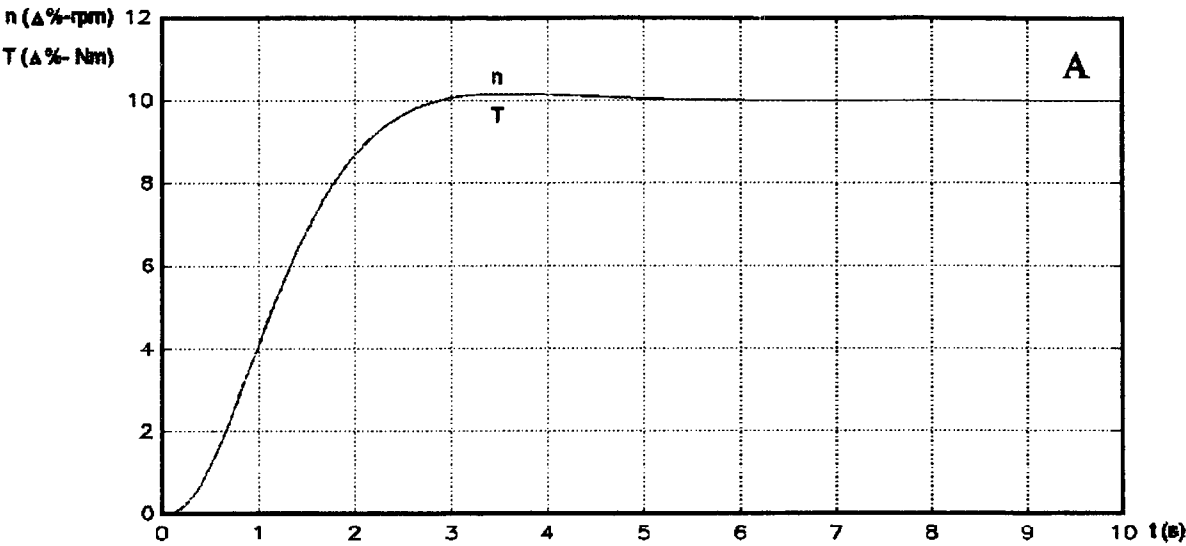


Fig 4.9.a : Resposta a degrau de 10% nas referências de torque e rotação

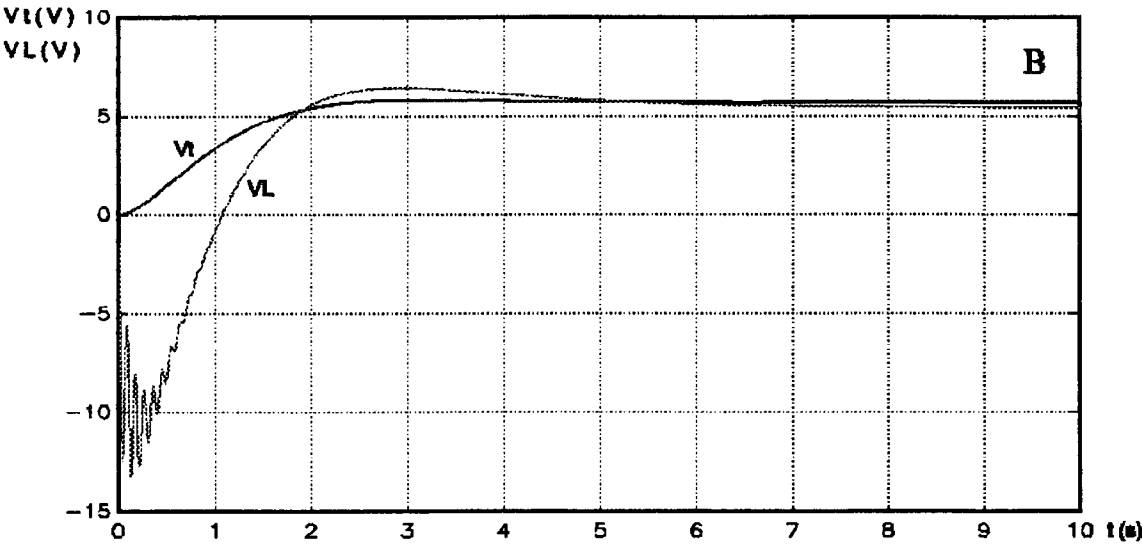


Fig.4.9.b : Tensões no servo da borboleta (V_t) e no controle do dinamômetro (V_L)

Ambas variáveis se estabilizaram em torno de 3 segundos, mas neste caso surgiriam não-linearidades devido a um efeito de zona morta, uma vez que o nível de excitação do controle do dinamômetro não permite valores negativos.

Para evitar-se não-linearidades, deve-se reduzir o ganho do sistema. Para uma redução de 15%, obtem-se os resultados conforme figura 4.10.

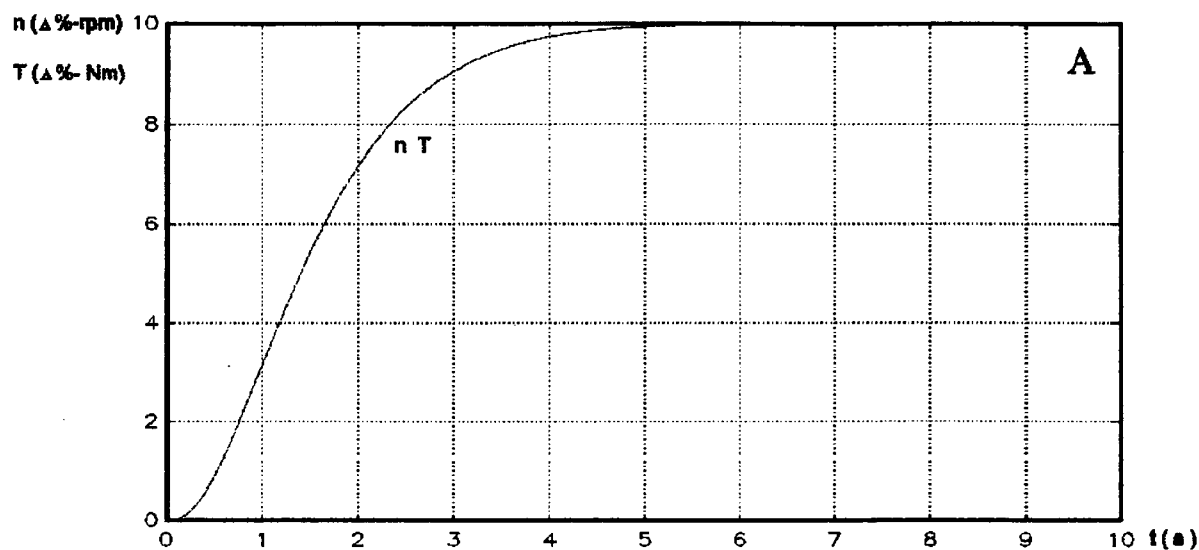


Fig. 4.10.a : Resposta a degrau (10%) nas referências de rotação e torque
(para redução de 15% no ganho do sistema)

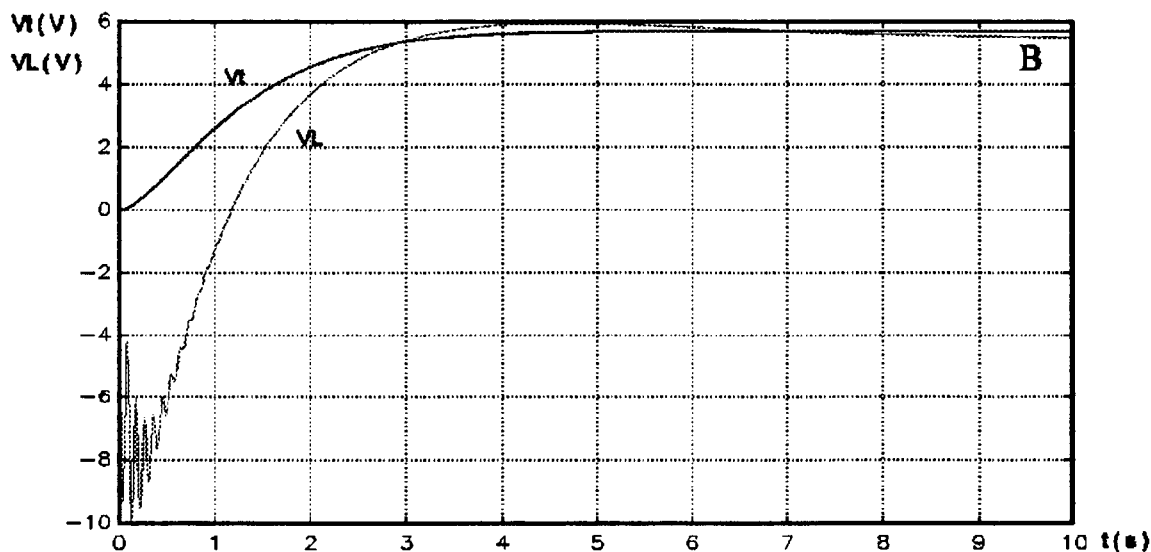


Fig. 4.10.b : Tensões no servo da borboleta e no controle do dinamômetro
(para redução de 15% no ganho do sistema)

A estabilização foi mais lenta, em torno de 5 segundos, e não-linearidades, em níveis mais baixos, ainda poderiam remanescer.

As não-linearidades, que poderiam surgir no sistema, se refletiriam por ocasião dos ensaios, de duas formas :

- Aumento do tempo de estabilização:

Oscilações com decaimento exponencial lento poderiam surgir, o que levaria o sistema a estabilizar-se mais lentamente do que o esperado (simulado).

- Instabilidade :

Eventualmente, as oscilações que porventura surgissem, poderiam não só decair de forma extremamente lenta, como também poderiam crescer exponencialmente, conduzindo o sistema à instabilidade. Isto deve, naturalmente, ser evitado. Caso o banco de ensaio não esteja equipado com um dispositivo de segurança específico, a instabilidade pode fazer com que o motor dispare (*stalling*).

Tanto o retardo quanto a instabilidade seriam tanto mais críticas quanto maior a severidade do programa de ensaio a executar-se.

Para verificar-se se as não-linearidades que pudessem surgir no sistema, seriam relevantes ou mesmo críticas, a experimentação apresenta-se como o melhor método para esta análise. Como isto não é possível, nesta etapa, uma vez que o projeto integra-se à simulação de um modelo, deve-se utilizar métodos teóricos para a análise de estabilidade, para o sistema controlado.

4.5 - ANÁLISE DE ESTABILIDADE

Para o sistema controlado cujas não-linearidades sejam negligenciadas, o sistema apresenta boa robustez, o que é evidenciado na figura 4.11, que apresenta o lugar das raízes do sistema. O valor do ganho do sistema no limiar da instabilidade (ou seja, onde o lugar das raízes intercepta o eixo imaginário), é próximo a 12.

O lugar das raízes, ferramenta básica da teoria clássica de controle, permite analisar a estabilidade dos sistemas assumidos como lineares. Entretanto, mesmo para um sistema linearizado, podem surgir não-linearidades que, em grau elevado, podem levar o sistema a instabilizar-se.

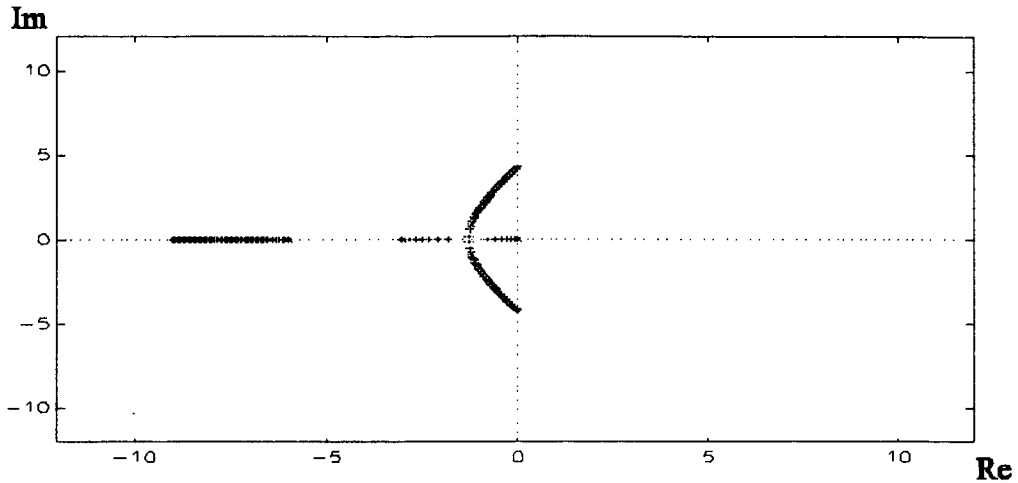


Fig. 4.11 : Lugar das raízes do sistema compensado

Para analisar os efeitos das não-linearidades no sistema banco de ensaio, deve-se adotar ferramentas mais sofisticadas (método de Ljapunow, critério de Krylow-Boguljobow, etc.). Os métodos mais complexos exigem um modelo não-linear do sistema. Como este não é o caso do modelo adotado para este projeto, deve-se buscar outros métodos. De qualquer modo, a influência de não linearidades na estabilidade do sistema pode ser estudada, mas o acréscimo no tempo de estabilização não pode ser determinado *a priori*.

Uma metodologia plausível e simplificadora para a análise de estabilidade de sistemas com não-linearidades típicas, é a apresentada pela análise do balanço harmônico. [49]

A filosofia do método baseia-se no particionamento das partes lineares e não-lineares do sistema, como ilustrado na figura 4.12 ,

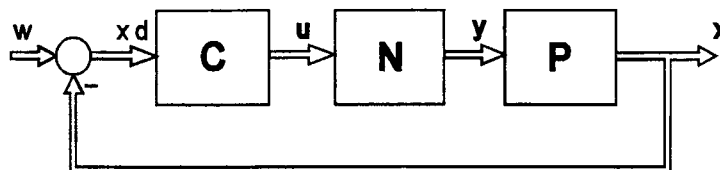


Fig. 4.12 : Blocos do sistema

onde C é o controlador, P a planta (parte linear) e N o bloco que define a não linearidade do sistema, w é a entrada (T_{ref} e n_{ref}) e x é o valor de torque e rotação mensurados. N é um bloco diagonal com elementos N_{11} e N_{22} que definem as não-linearidades do sistema, conforme a figura 4.13 .

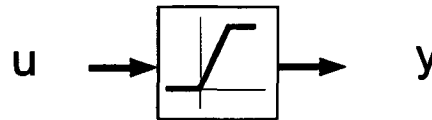


Fig. 4.13 : Não linearidade do sistema

Estes elementos se referem às não-linearidades dos atuadores do banco de ensaio : o servoposicionador da válvula borboleta e o controle da corrente do dinamômetro. A verificação desta não-linearidade para estes atuadores é simples e direta : ambos atuadores apresentam saturação próximos ao final de suas faixas de operação (comportamento comum a uma série de atuadores eletro-mecânicos e hidráulicos), e seus sinais de controle são sempre positivos.

Para o controle adotado na realimentação de saída proposta no item anterior, conforme (4.14),

$$L = H_{y2u1} \quad (4.15)$$

onde L representa a parte linear do sistema.

Como é basicamente postulado na teoria de sistemas não-lineares, as malhas de torque e rotação são assintoticamente estáveis, somente na ausência de ciclo limite, equivale dizer, torque e rotação estabilizam-se assintoticamente a um valor finito.

Apresenta-se aqui apenas as etapas de análise, relacionadas com uma interpretação geométrica do método, para facilitar a análise do leitor não familiarizado com a teoria de sistemas não-lineares. O embasamento teórico pode ser encontrado em inúmeros textos específicos.

A interpretação geométrica do método parte da análise dos lugares geométricos de N , parte não-linear, e L , parte linear do sistema. Ambos lugares geométricos estão apresentados na figura 4.14 , diagrama polar $\eta + \xi j$, com N definido conforme figura 4.13 e L definido conforme

(4.15). N é função apenas de A , amplitude das oscilações do sistema, e L é função apenas de ω , frequência destas oscilações.

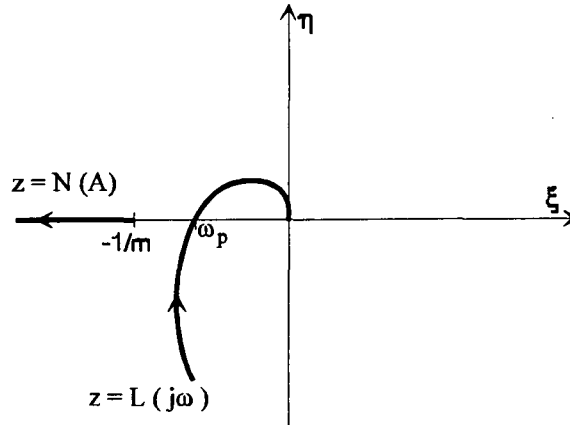


Fig. 4.14 : Lugares geométricos das partes lineares e não lineares

Para assegurar-se estabilidade assintótica, é necessário e suficiente que ambos lugares geométricos não se interceptem, ou seja,

$$\operatorname{Re} L(j \omega_p) > -1 / m \quad (4.16)$$

onde $-1/m$ e ω_p são abscissas determinadas da interceptação dos lugares geométricos de N e L com o eixo real. Para a não-linearidade definida pela figura 4.13, se considerará para o presente problema, que não há amplificação ou atenuação do bloco. Como m é dado pela tangente da reta que passa pela origem, para o bloco não-linear considerado,

$$m = 1 \quad (4.17)$$

e ω_p , frequência do ciclo limite, é definido por

$$\operatorname{Im} L(j \omega_p) = \operatorname{Im} L^{-1}(j \omega_p) = 0 \quad (4.18)$$

Através de (4.10), (4.11), (4.12), (4.13) e (4.15):

$$L(j\omega) = \frac{15}{s^3 + 9s^2 + 18s} \quad (4.19)$$

ou, equivalentemente ($s=j\omega$),

$$L(j\omega) = \frac{15}{18j\omega(1+0,33j\omega)(1+0,17j\omega)} \quad (4.20)$$

partindo-se da propriedade definida por

$$\text{Re } L(j\omega_p) = \frac{1}{\text{Re } L^{-1}(j\omega_p)} \quad (4.21)$$

calcula-se $L^{-1}(j\omega_p)$, com $L(j\omega_p)$ dado por (4.20),

$$\begin{aligned} L^{-1}(j\omega_p) &= (18/15)[j\omega_p + (0,33+0,17)(j\omega_p)^2 + (0,33+0,17)(j\omega_p)^3] \\ &= -(0,5)(18/15)\omega_p^2 + j(\omega_p/15)(1-0,056\omega_p^2) \end{aligned} \quad (4.22)$$

e, através de (4.18),

$$\begin{aligned} (1 - 0,056\omega_p^2)/15 &= 0 \\ \Rightarrow \omega_p^2 &= \frac{1}{0,056} \end{aligned} \quad (4.23)$$

com isso, a inequação (4.16) se torna

$$-\frac{9K_r}{15(0,056)} > -\frac{1}{m} \quad (4.24)$$

onde K_r é introduzido como uma medida da margem de estabilidade, relativa ao ganho.

Como $m=1$,

$$\therefore K_r < 10,8 \quad (4.25)$$

Este valor (K_r), corresponde ao acréscimo máximo de amplificação para que o sistema permaneça no campo de estabilidade assintótica global.

Portanto, o método de análise de estabilidade apresentado e aplicado comprova que, teoricamente, o sistema controlado é estável.

Apesar de não ocorrer instabilidade, os ganhos do sistema devem ser reduzidos, caso as não linearidades provoquem um aumento demasiado no tempo de estabilização. Portanto, na prática, o ajuste de ganho deve ser feito até que se atinja um tempo de estabilização satisfatório.

Se porventura a estabilização para um dado ponto de operação, seja insatisfatória, mesmo para uma grande redução na amplificação, deve-se modificar os controladores.

Uma possibilidade consiste em empregar o controle projetado neste capítulo, para que atue somente em regime, reduzindo a amplitude nos transitórios dos controles.

Mediante simulação, observou-se que melhores resultados se obtém ao adotar-se uma pré-compensação, eliminando-se a ação integradora do controle projetado, passando a pré-compensação a assumir a ação de eliminação do erro em regime estacionário (característica PI).

O sistema compensado adquire então a forma da figura 4.15, onde R é o pré-compensador, C é o controle e P é a planta.

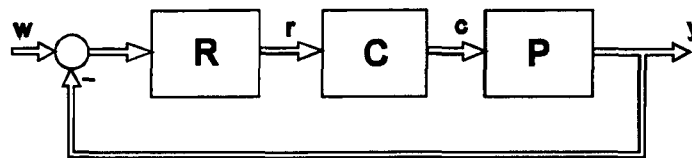


Fig 4.15 : Sistema pré-compensado

O sistema resultante foi simulado, onde o pré-compensador é definido como segue

$$R = [n_{ij} / d], \quad i,j=1,2, \quad (4.26)$$

onde

$$n_{11} = 0,8 (s + 1)$$

$$n_{22} = 1$$

$$d = s$$

O sistema definido conforme 4.15 foi simulado, onde se comprovou a efetividade da pré-compensação, na diminuição da amplitude dos transitórios de controle.

Para um acréscimo em degrau de 10 %, simultâneo nas referências de torque e rotação, obtêm-se as respostas apresentadas na figura 4.16.

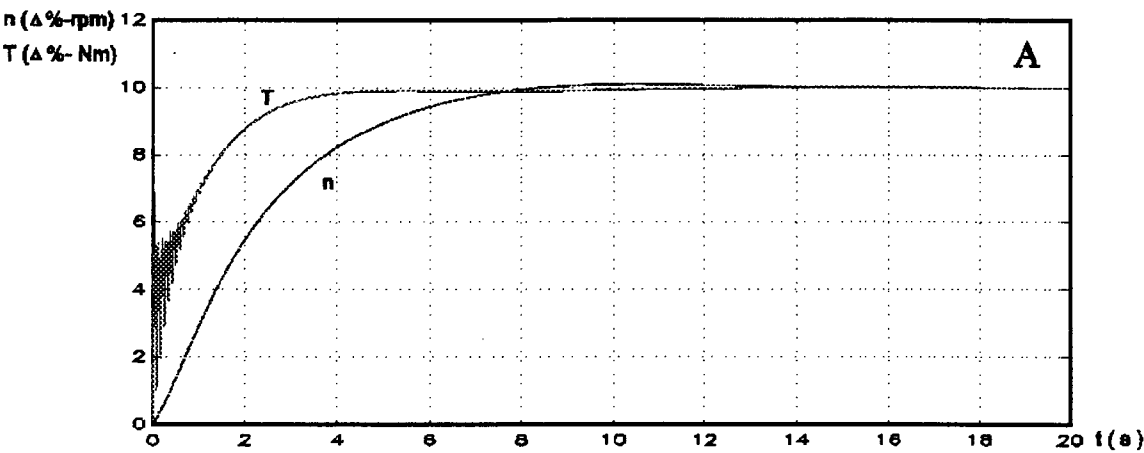


Fig. 4.16.a : Resposta a degrau nas referências de rotação (n) e torque (T)
(sistema com pré-compensação)

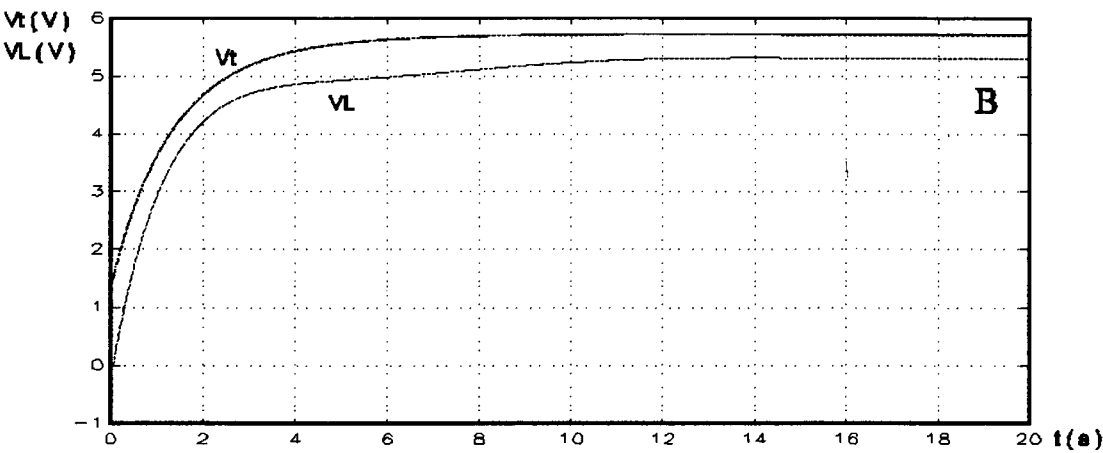


Fig. 4.16.b : Tensões no servo da borboleta (V_t) e no controle do dinamômetro (V_L)
(sistema com pré-compensação)

Para um acréscimo de 10% em degrau, somente no torque, as respostas conforme a figura 4.17 são obtidas.

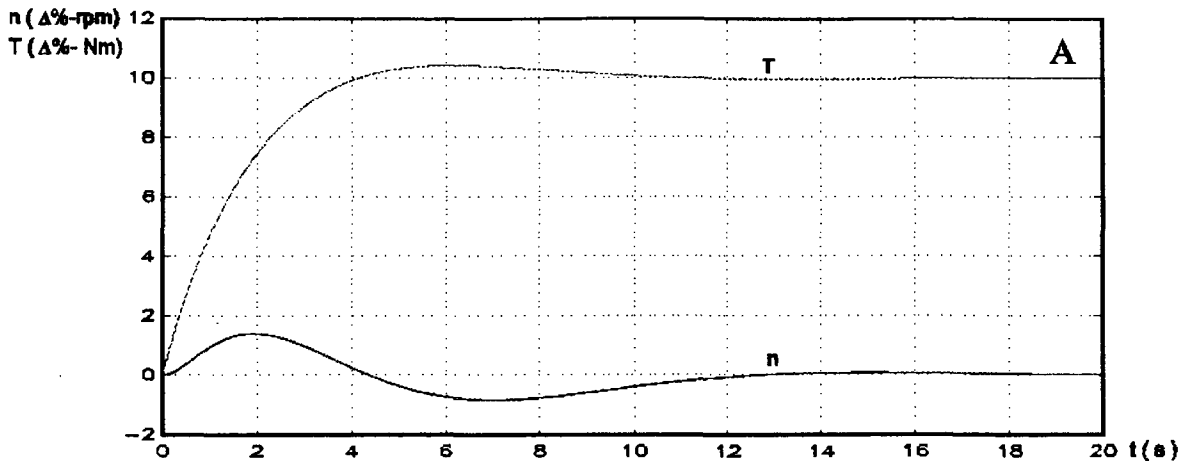


Fig. 4.17.a : Resposta a degrau de 10% na referência de torque (T)
(sistema pré-compensado)

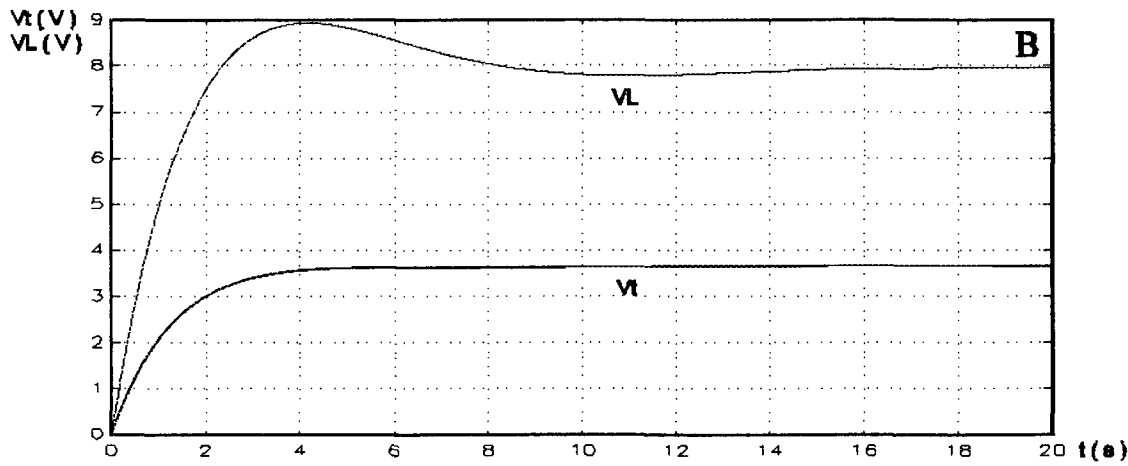


Fig. 4.17.b : Tensões no servo da borboleta (V_t) e no controle do dinamômetro (V_L)
(sistema pré-compensado)

No primeiro caso (fig. 4.16), não há o surgimento de não-linearidades, com a rotação se estabilizando em torno de 7 segundos.

No segundo caso (fig 4.17), onde a referência de rotação foi mantida constante (valor nulo), a saída de rotação não permaneceu nula, oscilando dentro de uma faixa de aproximadamente $\pm 1\%$, valor considerado pequeno.

O torque se estabilizou no valor referência, sem erro em regime estacionário, em torno de 5 segundos.

Não se verificaram saturações ou outras não-linearidades, como no primeiro caso.

Portanto, o sistema simulado, onde se garante ausência de não-linearidades, cumpriu os requisitos de projeto, com exceção do caso onde se aplicam degraus simultâneos nas referências de torque e rotação, condição aliás bastante severa. Neste caso, a rotação estabilizou-se sensivelmente mais tarde (cerca de 7 s).

O desempenho do sistema sem pré-compensação é nitidamente superior, cumprindo os requisitos de projeto com ampla folga. Não obstante, as não-linearidades que poderiam surgir no sistema com dita configuração poderiam ocasionar um retardo significativo na estabilização do torque, rotação, ou ambas variáveis. Este retardo só poderia ser verificado na prática. Eventualmente, o retardo pode ser insignificante ou até mesmo indetectável. Portanto, a escolha entre adotar-se ou não uma pré-compensação deve ser definida através de experimentação.

4.6 - OBSERVAÇÕES E COMENTÁRIOS

A abordagem de controle desenvolvida apresentou nas simulações resultados bem superiores às abordagens usuais de controle monovariável, nas aplicações correntes de ensaios estáticos.

As simulações deixam claro as limitações de um banco de ensaio baseado em dinamômetro de correntes de Foucault, devido à sua dinâmica e ao fato de não exercer motricidade. Em uma estrutura de banco cujo dinamômetro operasse como freio-acionador, o controle desenvolvido neste capítulo apresentaria resultados muito superiores.

Uma solução factível, mas de implementação relativamente difícil, para o caso de se empregar o dinamômetro de correntes de Foucault, é o acoplamento de uma unidade motriz ao eixo do freio, como por exemplo, um motor hidráulico.

Deste modo, a performance poderia ser melhorada, de tal forma que haveria a possibilidade de emprego do sistema para execução de ensaios dinâmicos mais severos, como no caso de ensaios para homologação quanto à emissão de poluentes.

De qualquer forma, o sistema descrito conforme o modelo adotado, e compensado como aqui descrito, permite a execução de ensaios dinâmicos não severos, como por exemplo, ensaios com referência em rampa (scanning).

Obviamente, para que o ensaio cubra toda a faixa de operação do motor, o projeto de controle deve ser executado para vários pontos de operação, para que então o programa gerenciador execute a adaptação.

Como alternativa, poderia-se projetar um controle robusto para um ponto de operação intermediário, ou implementar uma adaptação em malha fechada.

Um projeto de controle não linear poderia apresentar bons resultados para o controle de regime, mas uma vez que o modelo disponível é linear, tal abordagem não foi considerada neste trabalho.

O projeto de controle descrito foi estabelecido para um ponto de operação intermediário estável. Para um ponto de operação instável, como no caso de regimes de baixa rotação e torque elevado (caso de motor Otto), o algoritmo de controle deve ser modificado, a fim de se eliminarem modos instáveis.

Este projeto também não levou em conta o tempo morto, que existe de fato na planta real. Contudo, a determinação exata do valor do tempo morto como função de outros parâmetros do motor, não é encontrada na literatura, de uma forma completa, existindo apenas estimativas para tipos de motores. A estimativa do valor de tempo morto para o motor considerado aqui, para o ponto de operação especificado, oscila entre 0,02 e 0,05 segundos.

Este valor pode ser considerado baixo o suficiente, de modo que tanto a resposta temporal quanto a estabilidade não são afetados relevantemente.

Para a implementação do controlador no gerenciamento do ensaio automatizado, deve-se discretizar o controlador contínuo. Alternativamente, pode-se conceber o controle diretamente como discreto, através das mesmas ferramentas utilizadas para o projeto contínuo.

A taxa de amostragem situa-se tipicamente, no caso de ensaios quasi-estáticos e estáticos, entre 5 e 15 Hz. Para ensaios dinâmicos, o valor da taxa de amostragem é função da largura de banda dos fenômenos a serem estudados na bancada. Em geral, para os ensaios dinâmicos, a frequência limite de excitação do sistema dificilmente ultrapassa 10 Hz. Consequentemente, respeitando-se o teorema da amostragem de Shanon, recomenda-se taxas de amostragem superiores a 20 Hz. Em ensaios de alta dinâmica, onde os atuadores são capazes de responder a excitações de frequência mais alta, as taxas de amostragem podem situar-se na ordem de centenas de ciclos por segundo.

Na implementação do controlador de regime em bancos de ensaio de alta dinâmica, necessitar-se-á de processadores de alto desempenho, como os processadores digitais de sinais (DSP e ASP), caso a estratégia de controle seja complexa, como no caso do controlador descrito neste capítulo. A arquitetura especial dos processadores digitais de sinais permitiria uma comunicação muito rápida entre o processador do controle de regime (neste caso desempenhando o papel de *slave-processor*), o processador gerenciador de ensaios do banco (no caso o *master-processor*) e qualquer processador adicional, como por exemplo, um processador responsável pela geração das referências de torque e rotação oriundas da simulação de ensaios de campo.

CAPÍTULO V

IMPLEMENTAÇÃO

Nas simulações do capítulo 4, o controle foi estabelecido para aplicação em um banco de ensaio de motores Otto. A mesma estrutura de controle pode, no entanto, ser desenvolvida para aplicação em ensaios de motores Diesel.

A experimentação descrita neste capítulo, executada em um banco de ensaio de motores Diesel, comprova a validade da estratégia de controle adotada nas simulações do capítulo anterior.

Os ensaios foram executados nas dependências fabris da Volvo do Brasil Ltda., em dois motores Diesel distintos. O primeiro motor ensaiado (o qual se denominará neste texto como “motor nº1”), estava equipado com um governador "tradicional", mecânico. O segundo motor (nº 2), importado e sem similar nacional, estava equipado com um sistema de gerenciamento eletrônico de injeção.

Aproximadamente 50 ensaios foram realizados com o primeiro motor, e cerca de outros 150 com o segundo motor, identificando-se as características estáticas e dinâmicas de ambos motores, para toda a faixa de operação destes.

Esta extensiva experimentação ressaltou diferentes características de desempenho entre o motor "tradicional" e o motor de concepção moderna, e é relevante não somente para formulação de controle como também para pesquisa e desenvolvimento de sistemas veiculares.

Enfatiza-se neste capítulo apenas as características dos motores que exerçam influência direta na síntese de controle de regime.

Algumas restrições existiram para o projeto do controlador. A restrição mais severa foi representada pela impossibilidade de intervenção no controle analógico de rotação existente.

Portanto apenas o torque poderia ser controlado digitalmente, e de forma desejada.

A relativamente baixa taxa de amostragem de 10 Hz e o restrito tempo existente para a implementação e "otimização" do controlador também influíram, ainda que de forma menos

significativa, para que a estrutura resultante não permitisse a realização de programas de ensaio de alta dinâmica.

5.1 - REQUISITOS DE PROJETO

Uma vez que na experimentação existe a impossibilidade em interferir no controle de rotação, prevê-se um desempenho inferior no sistema implementado, em relação ao sistema simulado. Este desempenho inferior transparece nitidamente na questão de interferência entre as dinâmicas de rotação e torque.

Portanto, as especificações de projeto estabelecidos no capítulo 4 serão mantidos também para a etapa de implementação, mas apenas para a dinâmica da variável torque:

- a) tempo de estabilização menor ou igual a 5 segundos, aqui estabelecidos para entradas em degrau de até 15 %.
- b) sobressinal máximo de 5 %.
- c) erro “nulo” em regime estacionário.

Estes requisitos não foram definidos para proporcionar um desempenho necessário à execução de nenhum ensaio dinâmico específico, uma vez que o propósito da experimentação é o de verificar a aplicabilidade da teoria, para obtenção de um desempenho nitidamente superior ao apresentado pelos controladores tradicionalmente empregados em ensaios estáticos.

5.2 - INFRAESTRUTURA DE EXPERIMENTAÇÃO

A seguinte estrutura estava disponível para a realização dos experimentos (não são citados aqui outros equipamentos existentes no banco que não foram utilizados nos experimentos):

- Motor número 1 :

Motor Volvo TD 122F Diesel -12 litros

Torque máximo aproximado : 1570 Nm @ 1200 rpm

- Motor número 2:

Motor importado Diesel -12 litros

Torque máximo aproximado : 1570 Nm @ 1200 rpm

Momento de inércia : 2,67 kgm² (inclui acessórios presentes no banco)

- Dinamômetro :

a correntes de Foucault - fabricante Heenan Froude - modelo Mark III

Tensão máxima de alim. : 200 V

Corrente máxima : 12 A

Potência máxima aprox. : 400 kW

Momento de inércia aproximado : 5 kgm²

- Controlador de torque :

Sistema manual (sem controle automático) - atuação no nível de injeção de combustível

Filtro analógico com frequência de corte desconhecida

- Controlador de rotação :

Controle analógico baseado em modulação de largura de pulso (PWM), e característica proporcional-integradora.

Atuação via dinamômetro

- Gerenciamento de aquisição de sinais e controle :

Através do software Fix-DMACS TM (Intellution Inc.)

Taxa de amostragem máxima de 10 Hz

5.3 - ENSAIOS PRELIMINARES

Ensaio preliminar com o intuito de verificar a dinâmica do sistema foram executados para toda a faixa de operação de ambos motores.

A seguir apresenta-se alguns gráficos relativos à resposta de torque e rotação a entradas em degrau de aproximadamente 10 %, no nível de injeção de combustível, para diferentes regimes e para ambos motores, sendo a referência de rotação mantida constante.

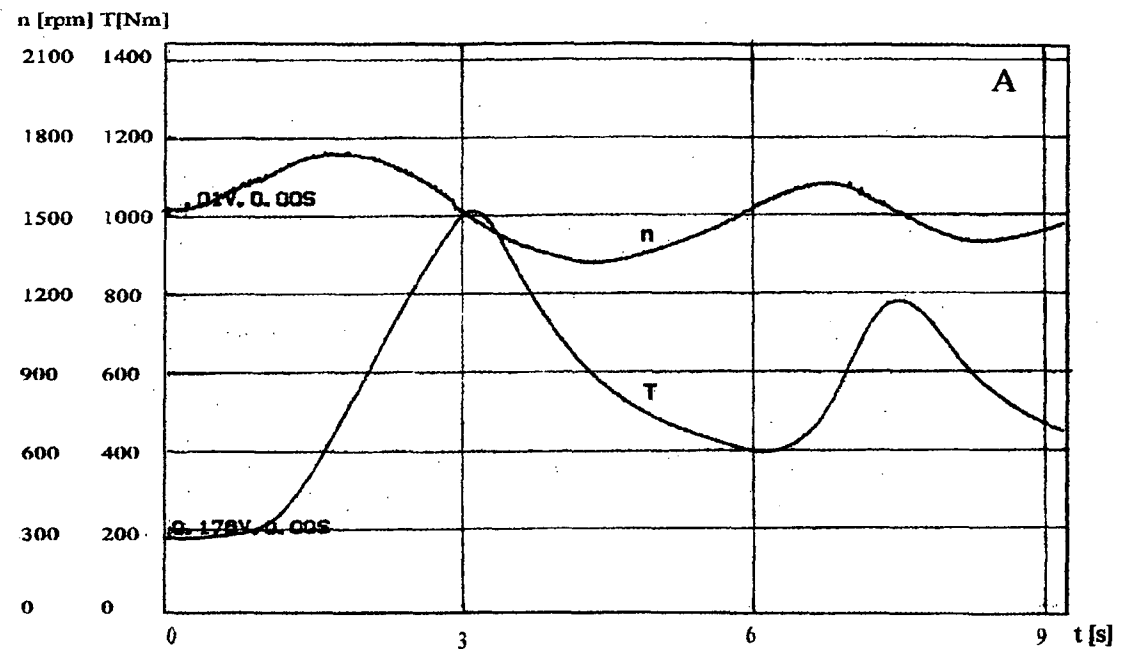


Fig. 5.1.a : Motor n° 1 - Resposta a degrau no nível de injeção de combustível
Regime 1

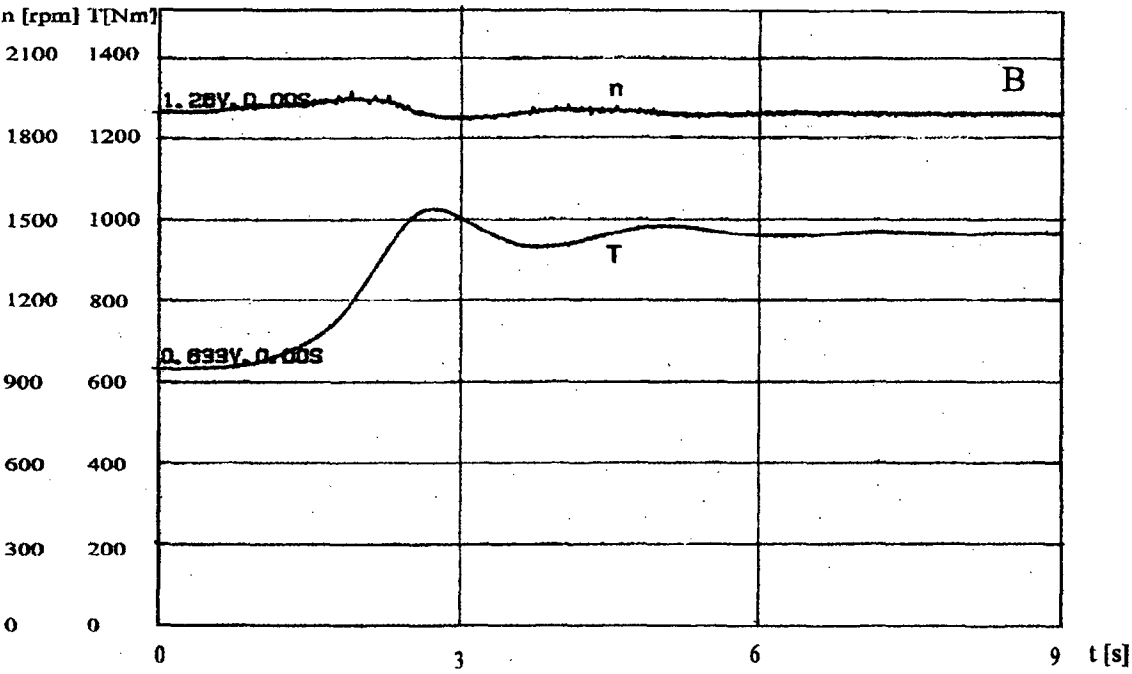


Fig. 5.1.b : Motor n° 1 - Resposta a degrau no nível de injeção de combustível
Regime 2

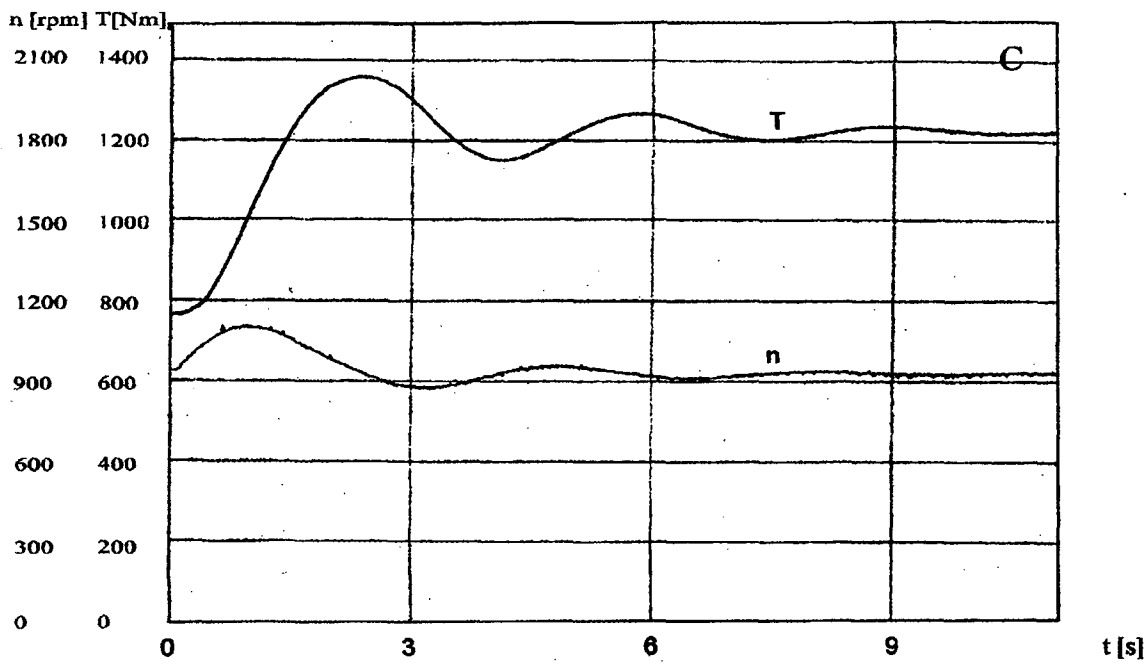


Fig. 5.1.c : Motor n° 2 - Resposta a degrau no nível de injeção de combustível
Regime 3

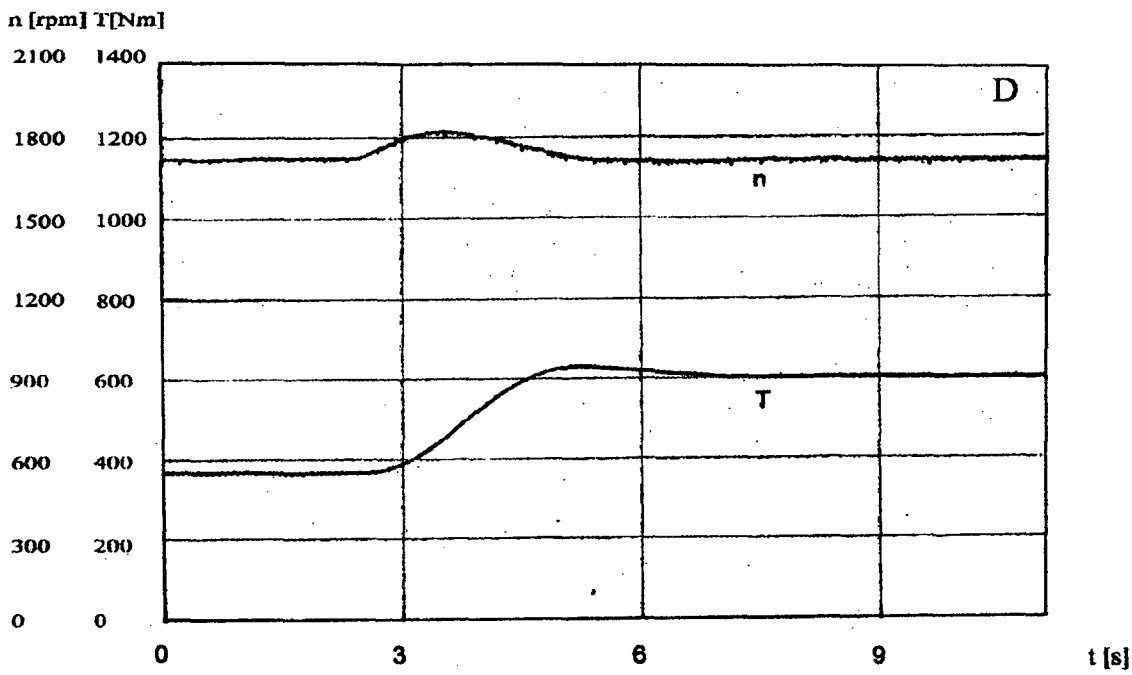


Fig. 5.1.d : Motor n° 2 - Resposta a degrau no nível de injeção de combustível
Regime 4

A figura 5.1.a ilustra um regime atípicamente instável, no ensaio do motor nº 1. Supõe-se que a instabilidade existente em certos regimes nos ensaios com o primeiro motor poderiam ser decorrentes de oscilações verificadas no servo-atuador da cremalheira da bomba injetora.

Os gráficos seguintes - figura 5.2- mostram as respostas de torque e rotação para degraus na referência de rotação :

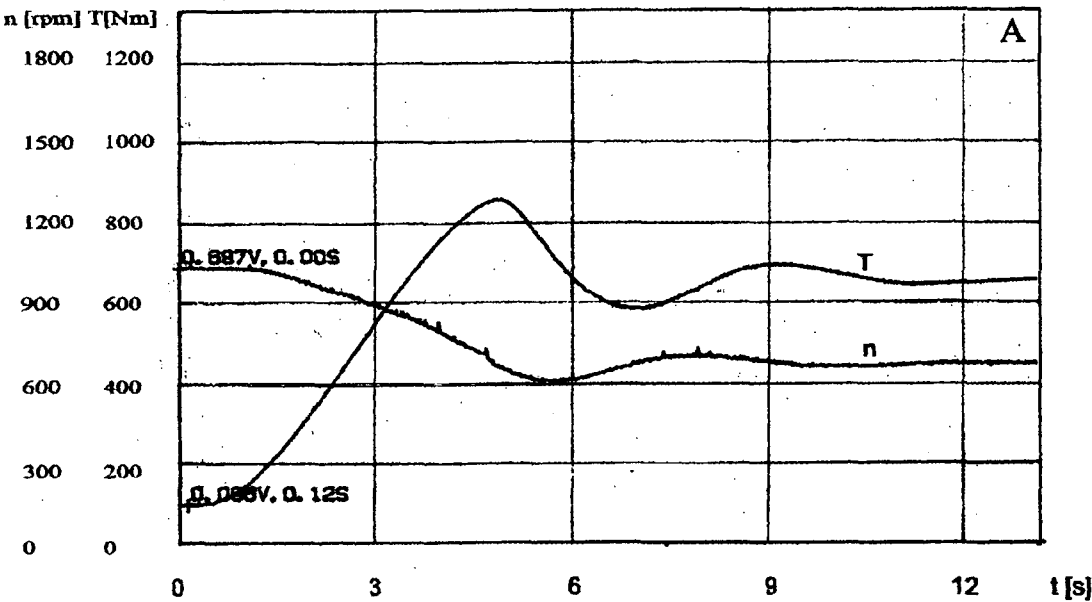


Fig 5.2.a : Motor nº 1 - Degrau de 20% na referência de rotação - regime 5

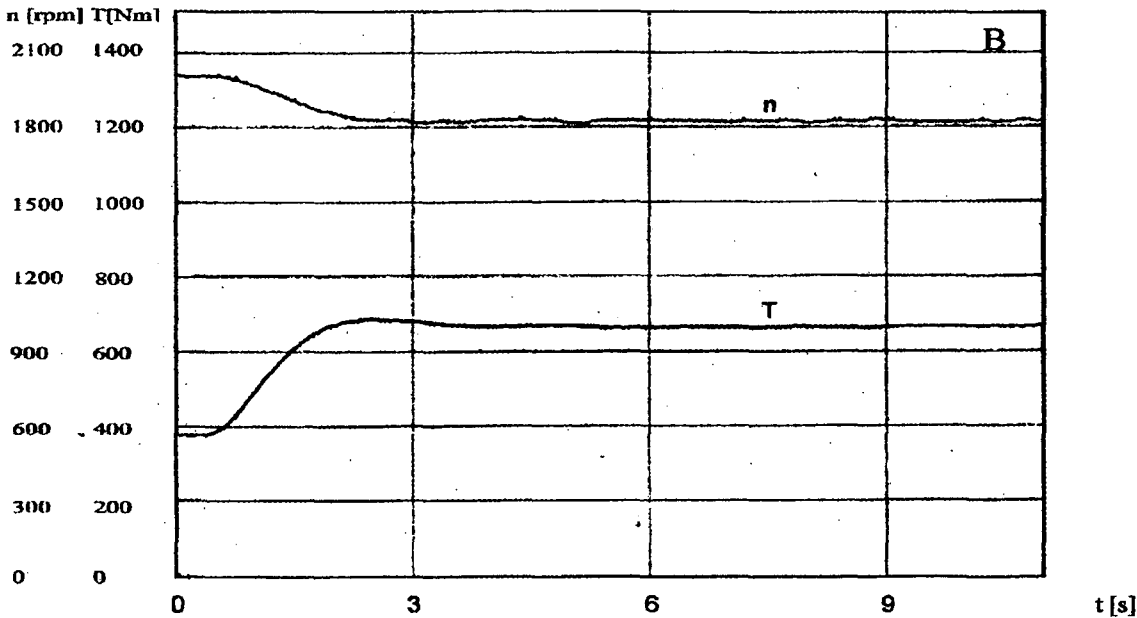


Fig 5.2.b : Motor nº 2 - degrau de 10 % na referência de rotação - regime 6

Como comentado anteriormente e verificado pelos gráficos anteriores, o sistema responde distintamente às entradas, conforme o regime de operação do motor.

O seguinte mapeamento (fig. 5.3), visualiza a característica não linear do sistema.

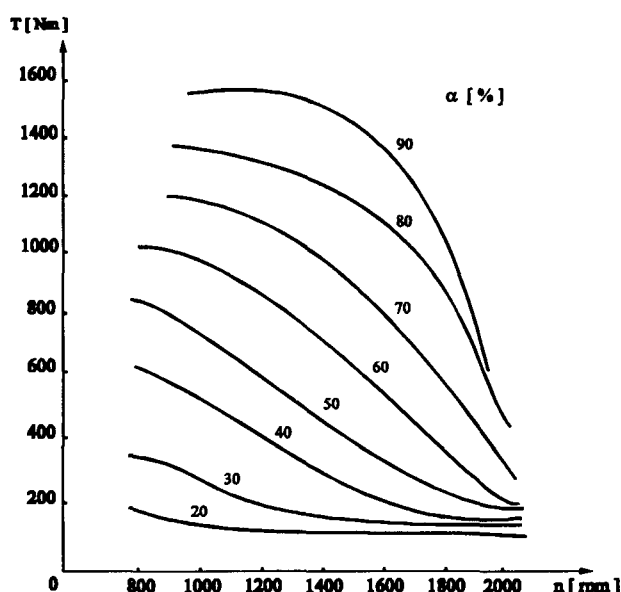


Figura 5.3 : mapa Torque vs. Rotação vs. nível de injeção (α) - motor nº 2

Uma vez que houve possibilidade de projetar o controlador de torque apenas para o banco de ensaio equipado com o segundo motor (com gerenciamento eletrônico de injeção), nada mais neste capítulo fará referência ao primeiro motor.

5.3.1 - identificação

Como já citado na introdução do capítulo, não havendo a possibilidade de interferir na malha de controle rotação, procedeu-se ao projeto de controle de torque, apenas.

O controlador será implementado digitalmente, uma vez que este será inserido no *software* gerenciador de aquisição de sinais e controle, existente no banco. O projeto, portanto, será realizado no domínio da variável complexa discreta z . Isto em nada invalida qualquer análise

feita no capítulo anterior, sendo que as ferramentas utilizadas neste trabalho, para a síntese de controle são as mesmas, tanto para sistemas discretos como contínuos.

A entrada do sistema (P), é definida pelo vetor

$$U = [n \quad \alpha]' \quad (5.1)$$

e a saída, por

$$Y = [n \quad T]' \quad (5.2)$$

onde "n" é a rotação, "T" é o torque e α , o nível de injeção.

Em virtude das restrições existentes, no projeto foram necessárias certas simplificações. Primeiramente, assumiu-se um controle de rotação extremamente rápido, de modo que sua dinâmica frente à da malha de controle de torque possa ser considerado irrelevante. Em segundo lugar, assumiu-se que tal controle seja robusto, rejeitando perturbações de torque.

Durante os ensaios notou-se a interferência mútua entre os controles de rotação do dinamômetro e o do gerenciamento de injeção do motor, particularmente em certos regimes. Solucionou-se o problema ao reduzir-se o ganho do controlador de rotação.

O projeto foi realizado para um ponto particular de operação. Para outros pontos a metodologia é idêntica, ainda que o controlador foi projetado com o intuito de prover um desempenho satisfatório para toda a faixa de operação do motor.

O regime escolhido foi de 1700 rpm / 400 Nm.

Um processo de identificação *off-line* baseado na resposta temporal a degrau (processo gráfico aliado ao sistema dedicado ISAC ¹), foi empregado para reconhecer os parâmetros da planta P , em malha aberta, onde $Y = [P_{ij}] U$, como definido anteriormente. Na identificação não foram considerados atrasos de transporte.

Devido ao tempo limitado para a realização da identificação, esta foi feita apenas para o ponto de operação escolhido.

Para este regime, foi verificada a existência de 2 pólos dominantes para os termos P_{21} e P_{22} :

$$\text{- pólos de } P_{21} : s_1 = -1,2423 + 1,3618j \quad s_2 = -1,2423 - 1,3618j \quad (5.3)$$

¹ Identificação de Sist. Assistida por Computador - programa desenvolvido no LCMI-UFSC.

$$\text{- pólos de } P_{22} : s_1 = -1,1429 + 1,1249 j \quad s_2 = -1,1429 - 1,1249 j \quad (5.4)$$

Os modos mais rápidos provavelmente se devem à dinâmica do atuador elétrico do sistema de injeção.

A simplificação proporcionada pela adoção de um sistema de segunda ordem para representar o sistema, facilita o projeto. Tampouco faz sentido levar-se em consideração os modos mais rápidos, em um projeto de controlador ajustado a um regime particular e que deva atuar em toda a faixa de um sistema não linear.

Portanto tem-se para o sistema, como resultado da identificação,

$$P_{22}(z) = \frac{13,2294z + 12,2584}{z^2 - 1,7727z + 1,7957} \quad (5.5)$$

$$P_{21}(z) = -\left(\frac{0,00264z + 0,0024}{z^2 - 1,7521z + 0,7804} \right) \quad (5.6)$$

Os termos $P_{11}(z)$ e $P_{12}(z)$ não foram identificados, pois o controlador a ser projetado controlará apenas o torque.

A seguir estão os gráficos relativos à resposta a degrau para ambos os termos, obtidos por simulação:

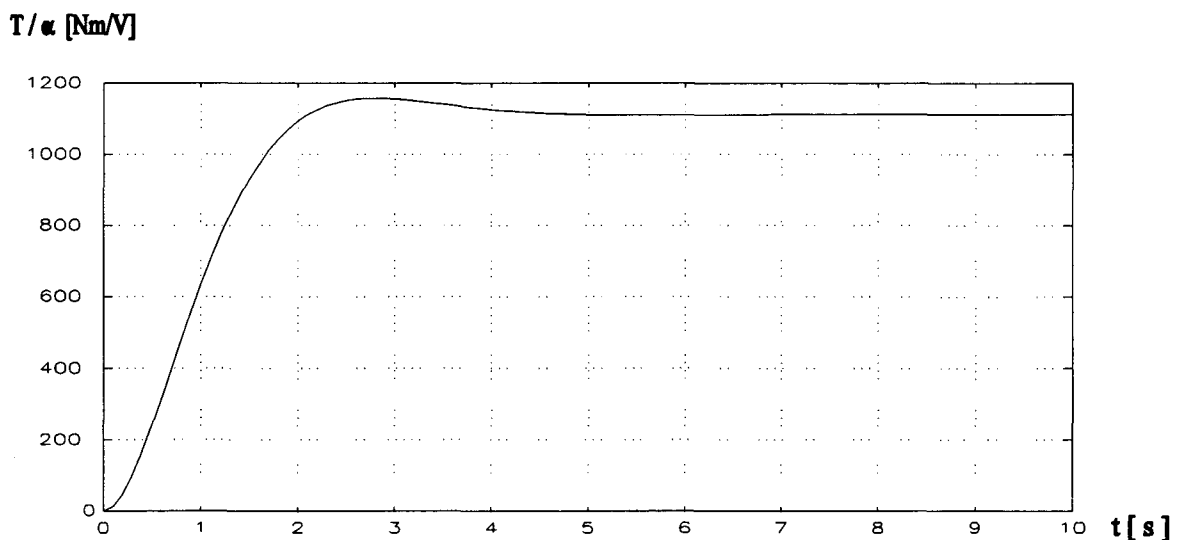


Fig. 5.4.a : Resposta a degrau unitário em torque - regime 1700 rpm / 400 Nm

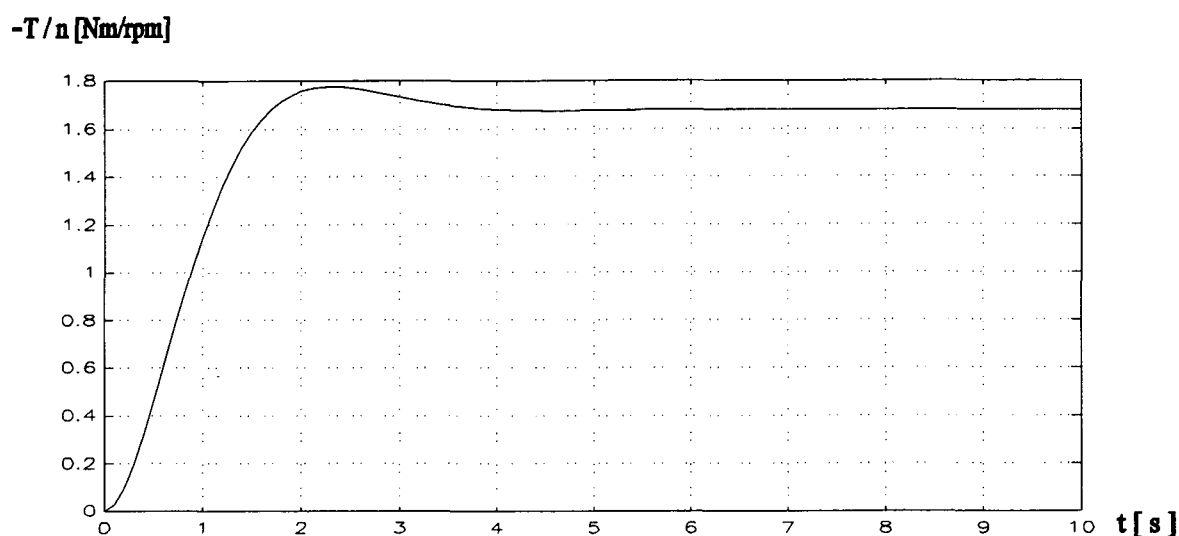


Figura 5.4.b : Resposta a degrau unitário em rotação - regime : 1700 rpm / 400 Nm

5.4 - SÍNTESE DE CONTROLE SIMULAÇÃO

Seguindo-se a metodologia descrita no capítulo 4, procede-se agora à definição da relação entrada-saída $H_{y2u1}(z)$ exponencialmente estável.

Os requisitos de projeto apresentados no item anterior podem ser traduzidos em critérios para alocação de pólos de malha fechada.

De fato, para um sistema de segunda ordem, que corresponde ao modelo obtido por experimentação, têm-se as seguintes relações aproximadas [50]:

$$\xi \geq 0,6 \left(1 - \% ss / 100 \right)$$

$$r_0 \leq e^{-4,6 T / t_s}$$

onde ξ é o coeficiente de amortecimento

$\% ss$ é a porcentagem de sobresinal

r_0 é o raio da circunferência centrada na origem do plano z

T é o período de amostragem

t_s é o tempo de estabilização

Para o problema em mãos obtêm-se :

$$\xi \geq 0,6 \quad \text{e} \quad r_0 \leq 0,91 \quad (5.8)$$

Para cumprir-se o requisito de erro nulo em regime estacionário, foi alocado em $z=1$ uma raiz de $d_2(z)$, provendo ação integradora.

As raízes restantes de $\tilde{n}_2(z)$ e $d_2(z)$ foram definidos de forma que satisfizessem os requisitos de tempo de estabilização com pequeno sobresinal, contando-se, para esta tarefa, com o auxílio da simulação.

Duas raízes de $d_2(z)$, assim como outra de $\tilde{n}_2(z)$, foram alocadas nas posições dos zeros e pólos da planta ($P_{22}(z)$).

Além disto, através também de simulações, definiram-se duas raízes de $\tilde{n}_2(z)$ em $z = 0,8 \pm 0,10j$ e uma raiz de $d_2(z)$ na origem, como solução para o compromisso entre tempo de estabilização e sobresinal.

Com isso os pólos do sistema se localizam próximos à $z = 0,9$ (multiplicidade 3) e origem (multiplicidade 1). Estando próximos ao eixo real, o coeficiente de amortecimento é superior à 0,6. Ademais, todos os pólos encontram-se dentro do círculo r_0 . Com isso, cumprem-se as especificações expostas em (5.8).

Resulta portanto:

$$\tilde{n}_2(z) = 0,0146 z^3 - 0,01 z^2 - 0,012 z + 0,009 \quad (5.9a)$$

$$d_2(z) = z^4 - 2,730 z^3 + 2,451 z^2 - 0,686 z - 0,034 \quad (5.9b)$$

e, através de (4.14), (5.9), (5.5) e (5.6) :

$$C(z) = [c_{ij}], \quad i,j=1,2, \quad \text{onde} \quad (5.10)$$

$$c_{11}(z) = 1$$

$$c_{12}(z) = 0$$

$$c_{21}(z) = \frac{0,001437z^3 - 0,001241z^2 - 0,001173z + 0,001040}{z^3 - 0,8235z^2 - 0,8414z + 0,7227}$$

$$c_{22}(z) = \frac{0,0015554z^5 - 0,003821z^4 + 0,001841z^3 - 0,002391z^2 - 0,002725z + 0,000764}{z^5 - 1,8038z^4 - 0,0790z^3 + 1,5842z^2 - 0,6699z - 0,0315}$$

Simulando-se o sistema controlado pelos algoritmos de (5.10), obteve-se a seguinte resposta (fig. 5.5), à entrada degrau de 10 % na referência de torque (rotação mantida constante) :

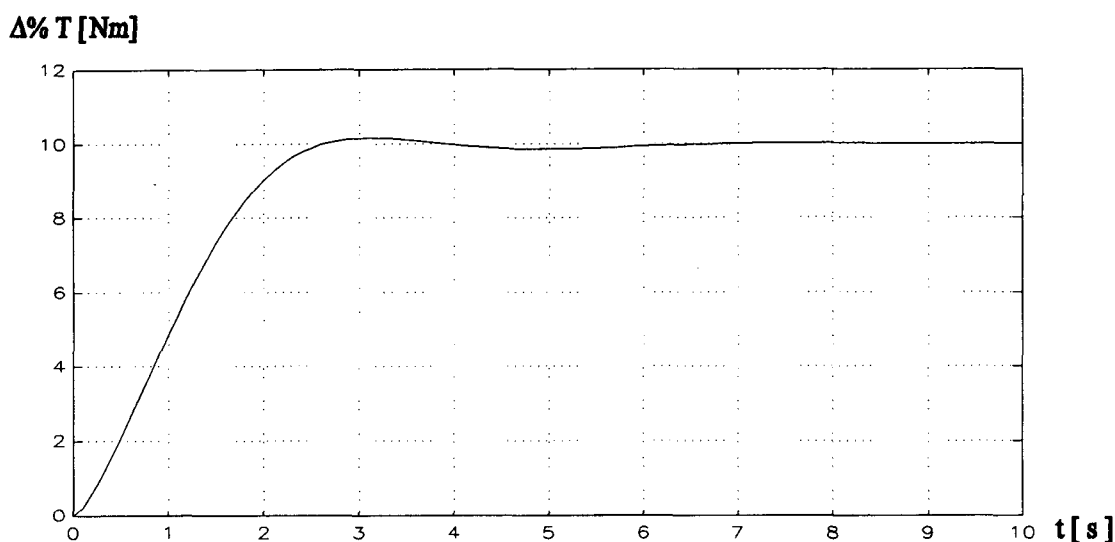


Fig. 5.5: Simulação do modelo para degrau de 10 % na referência de torque
regime: 1700 rpm/400 Nm

5.5 - ANÁLISE DE ESTABILIDADE

Procede-se aqui a uma análise teórica da estabilidade, do sistema controlado conforme (5.10), de uma forma análoga ao que foi apresentado no capítulo anterior. Neste item, contudo, devido ao fato de que nas simulações não foram constatadas saturações ou outras fontes de não-linearidades, a análise parte do princípio de que o sistema é linear.

Na figura 5.6 se observa o lugar das raízes do sistema controlado (malha de controle de torque), para ganhos variando de 0 a 55, sendo que este último valor corresponde exatamente ao limiar da estabilidade, pois para esta amplificação o lugar das raízes intercepta o círculo unitário.

Portanto, teoricamente, o sistema apresenta boa margem de estabilidade.

A apreciação completa (ou seja, comprovação) da questão da estabilidade deve ser feita após o controlador ser implementado, mas os resultados teóricos revelam que as chances de que surja instabilidade são mínimas.

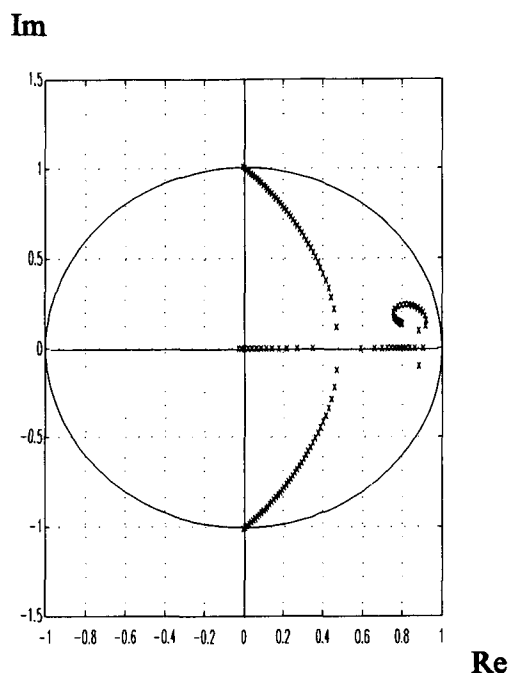


Fig. 5.6 : Lugar das raízes

5.6 - IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLADOR PROJETADO

O controlador expresso em (5.10) é direta e facilmente implementável no *software* existente no banco de ensaio onde as experimentações foram realizadas, assim como em outros ambientes de programação.

Uma vez implementado o controlador, procedeu-se aos experimentos para verificação das especificações de projeto.

Na figura 5.7 se reproduzem as condições de ensaio da simulação visualizada na figura 5.5, onde um degrau de 15 % (portanto com intensidade pouco superior à simulação), na referência de torque é aplicada, no regime de 1700 rpm e 400 Nm.

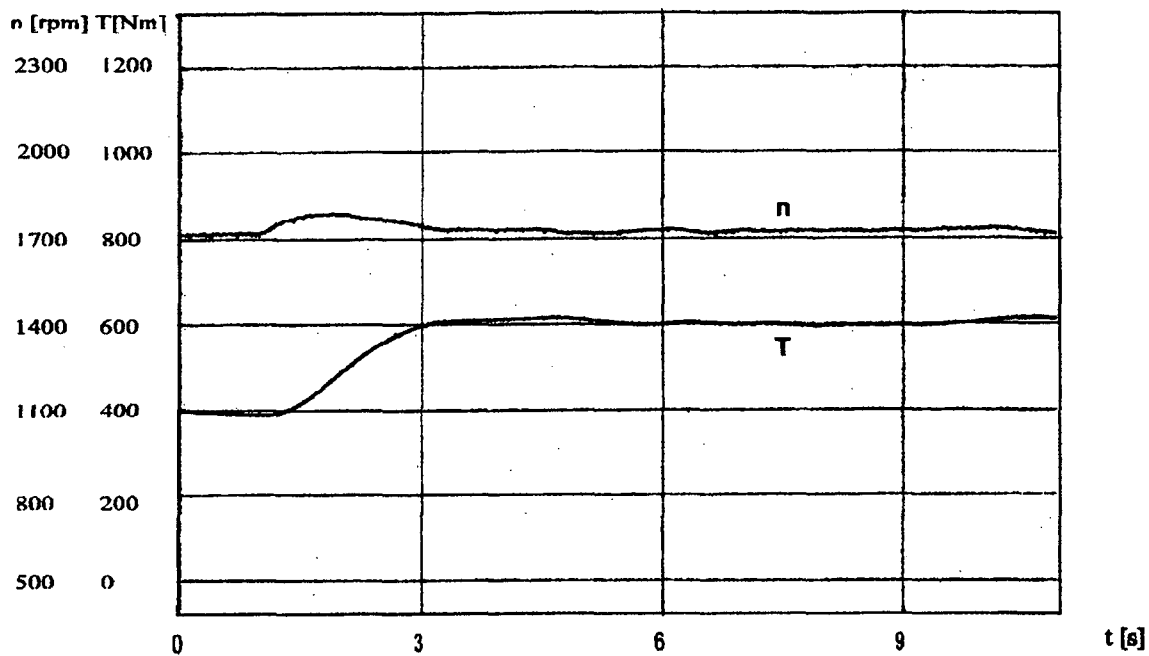


Fig.5.7: Resposta do sistema físico real ao degrau de 15 % na referência de torque
regime: 1700 rpm / 400 Nm

Como se observa, o controlador de torque apresentou bons resultados, pois o sistema se estabilizou em cerca de 2 segundos. Já a rotação, cujo controlador não foi alterado, apresentou uma não muito satisfatória rejeição de perturbação, havendo um desvio de cerca de 60 rpm.

Para o regime escolhido, portanto, foram cumpridos os requisitos de projeto, estabelecidos para a dinâmica de torque.

Para analisar-se o desempenho do controlador frente a condições mais severas, aplicou-se ao sistema uma entrada em degrau simultânea em ambas referências, torque e rotação, de aproximadamente 10 %. A condição de regime é, novamente, a de 1700 rpm e 400 Nm.

Como resposta obteve-se o resultado apresentado na figura 5.8.a.

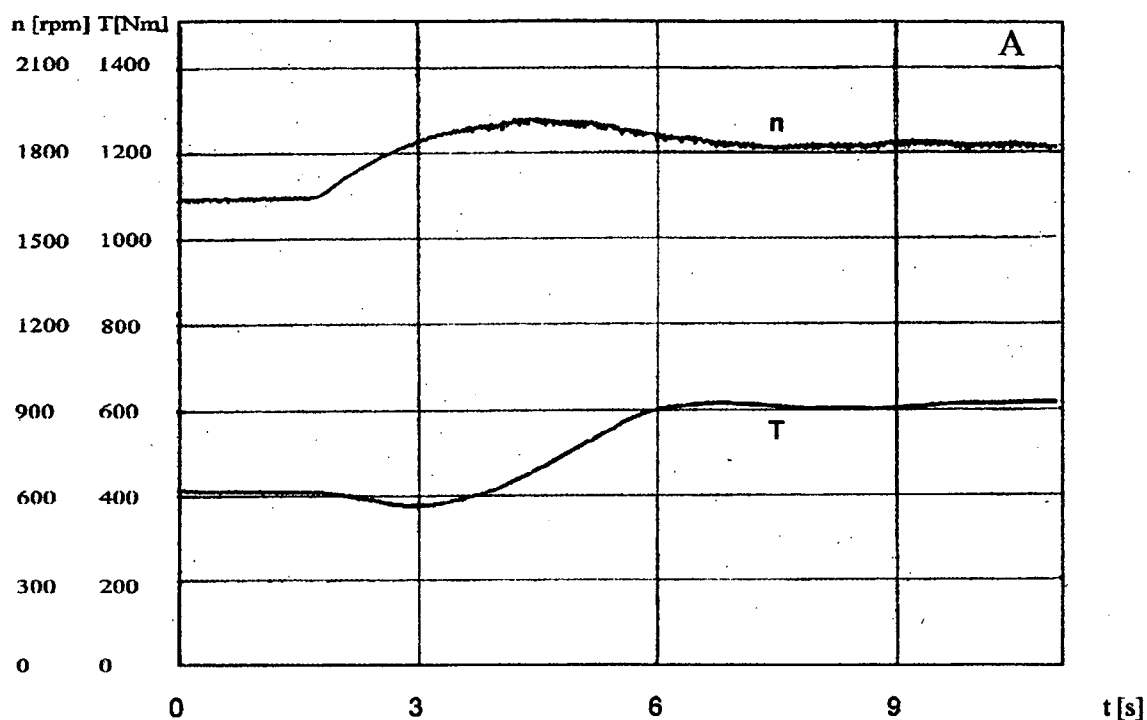


Fig.5.8.a: Resposta do sistema a degraus de 10% simultâneos nas referências de torque e rotação - regime: 1700 rpm / 400 Nm

Verificou-se um sobresinal na rotação e no torque (cerca de 15 % (15 Nm)) e um *undershoot* de aproximadamente 10 % (20 Nm) no torque, mas ambas variáveis estabilizaram-se em torno de 5 segundos.

Salienta-se que tal condição (acréscimo simultâneo de torque e rotação em degrau) representa uma situação extremamente severa para o sistema, uma vez que as dinâmicas de torque e rotação têm carácter antagônico. De fato, para um aumento de rotação, o dinamômetro "solta" o eixo que o conecta ao motor, acarretando um decréscimo instantâneo de torque, ação que se opõe à da malha de torque.

Na figura 5.8.b é apresentada a resposta do sistema para uma estrutura de controle escalar (apresentada aqui para comparação), com atuação única de $C_{22}(z)$, conforme (5.10), com entradas e regime idênticas ao ensaio anterior. Apesar de corresponder ao sistema com o controle citado, os resultados ilustram um comportamento que corresponde à maioria das estruturas monovariáveis de controle, para aplicação no controle de regime. Característico é o *undershoot* elevado (de quase 200 Nm), oriundo da interação entre as dinâmicas de torque e rotação.

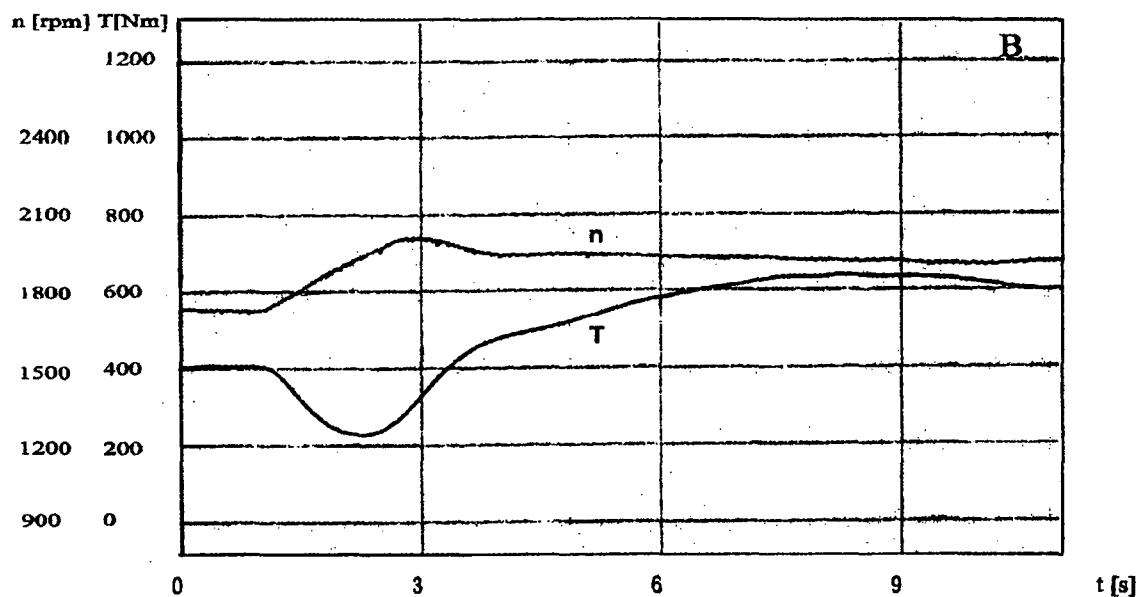


Fig. 5.8.b : Resposta a degraus de torque e rotação - estrutura escalar

Para uma excitação menos severa o desempenho de controle é superior, com ausência de sobresinal e *undershoot*, como ilustrado na figura 5.9., resposta do sistema à degraus simultâneos positivo e negativo, nas referências de rotação e torque, respectivamente. Ambas variáveis estabilizaram em cerca de 2 segundos.

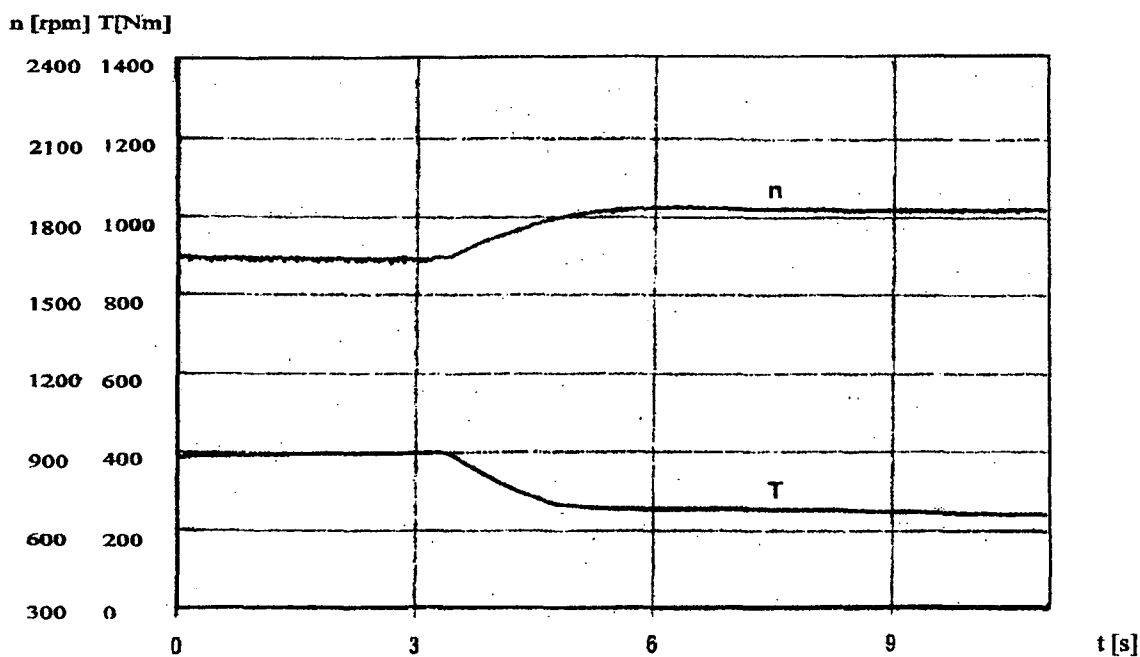


Fig. 5.9 : Resposta a degraus simultâneos de torque e rotação

O desempenho do controlador para outros regimes é, naturalmente, inferior, o mesmo sucedendo-se caso a amplitude da excitação em degrau seja maior. Para os regimes ensaiados, contudo, o desempenho é satisfatório.

A figura 5.10 mostra a resposta do sistema para entrada em degrau de 30 % na referência de torque, mantida constante a rotação, para um regime distinto do de projeto.

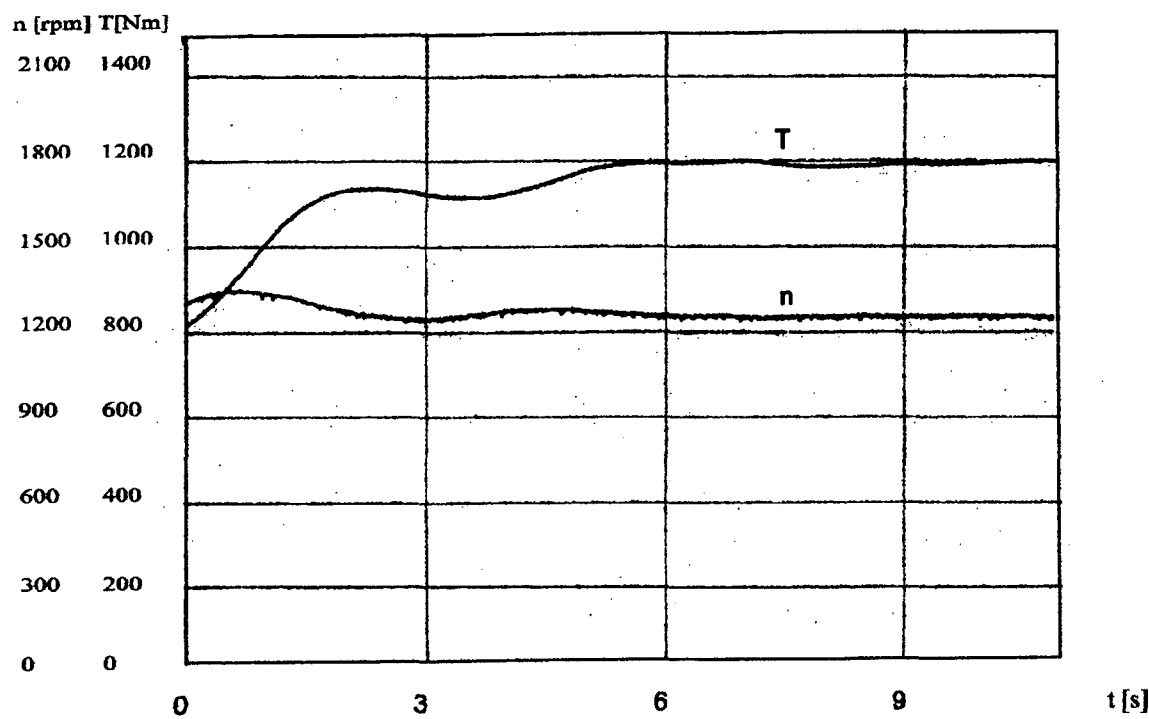


Fig. 5.10 : Resposta do sistema a degrau de 30 % na referência de torque.
Regime : 800 Nm / 1200 rpm.

Em todos os ensaios aqui descritos, nenhuma instabilidade foi verificada. Isto corrobora a análise teórica do item 5.5. Ainda além, para todas as condições de regime que foram analisadas durante as experimentações, cobrindo praticamente toda a faixa de operação do motor, estabilidade satisfatória mesmo em regimes críticos, como de baixo torque, foi obtida. Este fato revela a robustez do controlador, uma vez que este foi concebido para uma condição de regime específico.

5.7 - CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

A experimentação demonstrou a aplicabilidade da estrutura de controle formulada para ensaios de motores Diesel, com resultados nitidamente superiores aos das estruturas escalares típicas.

O desempenho pode contudo ser melhorado, se o projeto for efetuado sem as restrições impostas na presente experimentação. No entanto não seria possível executar-se programas de ensaio de alta dinâmica, mesmo sem ditas restrições, uma vez que o dinamômetro só permite a frenagem do motor de combustão interna.

Além disso, um aumento da margem de estabilidade também seria obtido caso o projeto incluísse os valores de tempo morto, aqui negligenciados.

Melhores resultados seriam obtidos caso a rotação fosse controlada conforme a metodologia exposta no capítulo 4. Caso isto não seja possível (como no caso das experimentações realizadas neste trabalho), o desempenho do sistema será restringido pelo desempenho do controlador de rotação. Este deve, portanto, proporcionar mínimo tempo de estabilização da rotação, com boa rejeição de perturbações. Neste aspecto, o controlador existente no banco de ensaio onde se efetuaram as experimentações não apresenta características muito satisfatórias.

O projeto de controle foi executado para um regime específico mas demonstrou também bons resultados em regimes diversos. Para assegurar-se o cumprimento total dos requisitos de controle impostos neste capítulo para qualquer regime, deve-se efetuar o projeto para os distintos regimes, de maneira idêntica à metodologia aqui empregada.

O número de regimes elegidos para um projeto global satisfatório, é função das características do motor ao longo de toda a faixa de operação. Crê-se razoável um número de 5 a 10 regimes distintos. No caso de motores Diesel, os regimes de baixa rotação e torque são mais sensíveis a perturbações, principalmente no caso de motores com governadores mecânicos. Eventualmente pode ocorrer instabilidade no sistema, ou tempos de acomodação inadmissíveis.

O controlador de torque projetado está atualmente integrado a um banco de ensaio da Volvo do Brasil, permitindo um controle de maior qualidade no caso de ensaios estáticos, como em regimes críticos do programa de ensaio de homologação para emissão de poluentes, segundo norma da Comunidade Européia (13 pontos), e a implementação de ensaios dinâmicos não severos.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÃO

O banco de ensaio dinâmico de motores de combustão interna é uma sofisticada ferramenta necessária à indústria automobilística, para a análise e implementação de projetos destinados a satisfazer os requisitos atuais e futuros, relacionados com a dirigibilidade, a redução de consumo e de emissão de poluentes. O desenvolvimento desta ferramenta representou um grande desafio no campo da metrologia e controle automático, sendo que produtos com desempenho satisfatório somente na década passada estavam disponíveis no mercado. Estes produtos apresentam distintas configurações, e se diferenciam sobremaneira pelo tipo de dinamômetro utilizado.

Dois elementos básicos podem ser considerados como fatores limitantes do desempenho dos bancos de ensaio dinâmico: os atuadores, em especial o dinamômetro, cuja dinâmica deve ser compatível com o programa de ensaio definido, e o controlador de regime.

Com relação aos dinamômetros, foram estudados todos os tipos de dinamômetros que encontram aplicação em ensaios de motores. Através de dados de catálogos, informações contidas em pesquisas publicadas e da análise dos modelos matemáticos dos diversos dinamômetros, concluiu-se que apenas as unidades hidrostáticas e as máquinas assíncronas e de corrente contínua, são aptas aos programas de ensaio de alta dinâmica. Os dinamômetros hidráulicos convencionais e de correntes de Foucault, extensivamente aplicados em ensaios estáticos, podem integrar bancos de ensaio de dinâmica não severa, desde que o controlador de regime seja projetado para tal.

O controlador de regime deve, nos ensaios dinâmicos, proporcionar uma estabilização extremamente rápida do torque e da rotação, além de eliminar a interação entre as dinâmicas destas duas variáveis, permitindo um seguimento fiel do programa de ensaio.

O objetivo específico desta dissertação, desenvolver um controlador de regime que apresente as características necessárias para integrar um banco de ensaio dinâmico, foi atingido através da realização das etapas de projeto relativas à:

- Estudo de projetos de controladores de regime publicados.

Nesta etapa, verificou-se o pequeno número de trabalhos publicados que abordassem o tema diretamente. Verificou-se ainda, que os maiores desafios técnicos existentes para sua implementação se relacionam à característica dinâmica das variáveis torque e rotação, além das limitações quanto à dinâmica dos atuadores, em especial o dinamômetro.

- Estudo de modelos matemáticos dos componentes do banco de ensaio dinâmico.

Por servir de base para o projeto do controlador, um modelo representativo e adequado é essencial. A dificuldade em modelar-se o sistema banco de ensaio, em virtude da interação dos diversos processos físicos complexos, apresenta-se como ponto crítico na síntese do controlador de regime. Apesar de um grande número de modelos matemáticos de motores existirem na literatura, poucos deles são adequados para emprego direto em projetos de controladores de regime. Em relação ao dinamômetro, os modelos disponíveis são, em geral, de máquinas assíncronas e de corrente contínua, sendo raros os modelos de dinamômetros hidráulicos convencionais e de corrente de Foucault.

No trabalho foram descritas as características básicas dos modelos matemáticos de todos os componentes de um banco de ensaio dinâmico, cuja dinâmica seja relevante, a saber, o motor de combustão interna, o dinamômetro e o eixo de conexão.

- Síntese do controlador de regime.

Definiu-se que o controlador a ser projetado seria aplicado em um banco de ensaio baseado em um dinamômetro de correntes de Foucault e um motor Otto. Apesar de que o dinamômetro de correntes de Foucault não é particularmente adequado aos ensaios dinâmicos, é este o dinamômetro mais amplamente empregado em ensaios de motores de combustão interna, o que confere maior relevância a este trabalho, em termos de implementação na indústria. Adicionalmente, e resultante do fato de ser mais comumente utilizado, maiores foram as chances de realização da etapa experimental da dissertação, fora do ambiente acadêmico.

Partindo-se de um modelo validado experimentalmente e adequado à análise de fenômenos transitórios, formulou-se distintas estratégias de controle, a fim de verificar-se qual obteria êxito quanto ao cumprimento dos requisitos de projeto definidos neste trabalho. Analisou-se estruturas monovariáveis e multivariáveis. Concluiu-se que estruturas de controle multivariáveis, apesar de mais complexas em termos de projeto e implementação, apresentavam um potencial muito superior às estruturas de controle monovariável típicas (PID, PI, etc.), para aplicação em bancos de ensaio dinâmico.

Isto caracterizado, duas diferentes abordagens de projeto foram analisadas por meio de simulação : uma síntese via realimentação dos estados e uma síntese via realimentação de saída.

A síntese via realimentação de estados, além de problemática em sua implementação, revelou-se inaplicável para o projeto, com o modelo adotado.

Por sua vez, a síntese via realimentação de saída empregada, além de ser mais atraente no que se refere à implementação física, provou, nas simulações, que é adequada para implementação em bancos de ensaio dinâmico. De fato, o desempenho do sistema compensado é restringido devido ao fato de que o dinamômetro não provê motricidade, realizando apenas a frenagem do motor de combustão interna. Ainda além, o sistema compensado apresentou estabilidade robusta.

- Implementação

Para a comprovação dos resultados obtidos por simulação e demonstrar a aplicabilidade dos resultados obtidos no trabalho, foi realizada a etapa de implementação do controlador em um banco de ensaio composto por um motor Diesel e um dinamômetro de correntes de Foucault.

Apesar das restrições existentes para a implementação, em especial a impossibilidade de interferir no controle de rotação existente no banco, os resultados provaram que a estratégia de controle é adequada para a realização de ensaios de dinâmica não severa, em bancos de ensaio com dinamômetro de correntes de Foucault.

O fato de que o motor disponível para a experimentação (Diesel), não é o tipo de motor que compõe o banco cujo modelo serviu de base para o projeto (Otto), explicita a robustez da estratégia de controle formulada.

Além dos pontos básicos do trabalho, referentes ao modelamento e estudo dos componentes de bancos de ensaio dinâmico, e o projeto de controladores de regime, foram analisados também, neste trabalho:

- As atividades de medição e controle nos ensaios, tanto dinâmicos quanto estáticos.
- Os modos de ensaio de motores e as categorias de bancos de ensaio de motores.
- A instrumentação básica dos bancos de ensaio.

A descrição destes itens permite obter uma visão global do tema ensaio de motores de combustão interna, e sua conexão específica com a problemática do ensaio dinâmico.

Em suma, o presente trabalho apresenta como contribuições ao tema ensaio de motores de combustão interna:

- A apresentação da literatura referente às pesquisas modernas em modelamento e projeto de controladores.
- Uma visão comparativa entre os dinamômetros, com relação à sua adequabilidade aos ensaios dinâmicos.
- A apresentação sistematizada do projeto de um controlador de regime com aplicação na indústria, que permitem a execução de ensaios dinâmicos e estáticos, e com potencial para aplicação em bancos de ensaio de alta dinâmica.

O trabalho também representa uma contribuição ao tema controle automático, por apresentar e implementar uma estratégia de controle não-convencional, para a solução de um problema de engenharia que, na grande maioria dos casos, é estudado de forma extremamente superficial.

Como sugestão a outros trabalhos ligados ao tema e que venham a iniciar-se, destacam-se:

- A análise e implementação da metodologia de projeto de controle aqui apresentada, para bancos de ensaio baseados em máquinas assíncronas e de corrente contínua.
- A análise e implementação de outras metodologias de projeto para o controlador de regime (abordagens não-lineares e robustas, por exemplo).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Häfner, G.W. , Trends in higher level engine control . *IFAC 8th Triennial World Congress*, 1987.
- [2] Rillings, J.H. , *Proceedings of the IEEE*, vol 61 no 11, 1973.
- [3] Zeilinger, K. and Hußmann, J.H. , The influence of transient conditions on the respect to exhaust emissions. *SAE 750053*, 1975.
- [4] Walters, W.C. , General purpose automotive vehicle performance and economy simulation. *SAE 720043* , 1972.
- [5] Larborn, A. , Automation in an engine laboratory. Development Laboratory, Volvo AB - Sverige . *SAE 650458* , 1965.
- [6] Dossier Moteurs - La technologie AVL appliqué aux moteurs a essence. *Ingenieurs d'automobile* , 1992.
- [7] Baumgartner, C.E., C.H. Onder, H.P. Geering., Multivariable control of lean-burn engines. *IFAC 8th Triennial World Congress*, 1989.
- [8] Kamei, E., H. Namba, K. Osaki, M. Ohba , Application of reduced order model to automotive engine control systems (em japonês). R&D Internal Report - Electronics Dept.- Nippondenso Co. , Japan.
- [9] Prabhakar, R. , Optimal and suboptimal control of automotive engine efficiency and emissions. Ph D Thesis , Purdue University, Aug. 1975.
- [10] Ronconi, L.E.L., Aspectos básicos na implementação de sistemas de ensaio de motores de combustão interna. Dissertação de Mestrado. PGEM - UFSC, Jul 1986.
- [11] Code of Federal Regulations, Protection of Environment. 40 CFR 86-1341 -84. US Government Printing Office, Washington DC, 1988.
- [12] Robert Bosch GmbH , Druckschrift Reihe Technische Unterrichtung - Stuttgart BRD, 1990.
- [13] Morita, K.R. , Relatório de ensaio. Disciplina Sistemas de Medição. PGEM-UFSC 1993.

- [14] Schamberger, R. , E. Thum : Gleichstrommaschinen in Viereckbauweise im Drehmomentbereich von 300 bis 3000 Nm. *Siemens-Energietechnik*, 2 , 1980.
- [15] Carl Schenck AG , Modern engine test systems with Dynabar hydraulic dynamometers. Catálogo do fabricante.
- [16] Dombrowski, K., G. Weihrich, D. Wohld. , Drehzahl-Drehmoment-Regelung eines Dieselmotoren-Prüfstandes mit Wasserbremse. *ATZ nr 90*, 1979.
- [17] Kern, N.- Mercedes-Benz AG Werk Untertürkheim, Stuttgart. Comunicação pessoal.
- [18] Germane, G. and H.S. Heaton , Dynamic tests with ethanol and methanol in hydrocarbon fuel. Mechanical Engineering Report ER-1. Brigham Young University, Jun 1979.
- [19] Watson, N. A microprocessor controlled test facility for transient vehicle engine system development. *IEEE 3rd Int. Conf. on Automotive Electronics, London*, 1980.
- [20] Blaschke, F. , Das Verfahren der Feldorientierung zur Regelung der Asynchronmaschine. *Siemens Forsch.-u. Entwicklungs-Bericht. Bd. 1 Nr 1* , 1972.
- [21] Kratos dinamômetros Ltda., Células de carga Kratos, modelos MM ; Prospecto.
- [22] Interface Inst. C. e Ind. Ltda., Transdutores de pressão e força ; Prospecto.
- [23] Alfa Instrumentos Eletrônicos Ltda., Células de carga série B; Especificações técnicas.
- [24] Carl Schenck AG. Eddy current Dynamometers. Catalog.
- [25] Profos, P., T. Pfeifer (Hrsg.) , *Handbuch der Industriellen Meßtechnik*. 5. Auflage. Oldenbourg Verlag , 1992.
- [26] Winterbone, D., C. Thiruarooran, P.T. Wellstead. , A wholly dynamic model of a turbocharged Diesel engine for transfer function evaluation. *SAE 770124* , 1977.
- [27] Benson, R.S. and N.D. Whitehouse, *Internal Combustion Spark and Compression Ignition Engines, Their Design and Development*, Pergamon, New York , 1979.
- [28] Taylor, C.F. , *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, Vol I-II, MIT Press, Cambridge, MA , 1977.
- [29] Ferguson, C.R. , *Internal Combustion Engines - Applied Thermosciences*. John Wiley & Sons, 1986.
- [30] Woschni, H. , *Verbrennungsmotoren*. Springer Verlag, Berlin, 1982.
- [31] Watson, N., and M. Marzouk , A non-linear digital simulation of turbocharged Diesel engine under transient condition. *SAE 770123*, 1977.
- [32] Watson, N. , Dynamic turbocharged Diesel engine simulation for electronic control systems development. *Transactions of the ASME, vol 106, Mar 1984*.

- [33] Powell, P.K., Combustion engine dynamometer system simulation. *Computer Simulation Conference, Fort Lauderdale, FA, 1982.*
- [34] Mockba, J. , Automotive engine modeling for real-time control. Ph D Thesis- Dept. of Mechanical Engineering, MIT, MA, 1978.
- [35] Benson, R.S. *et alii*, Comparison of experimental and simulations transient responses of a turbocharged Diesel engine. *SAE Combined Commercial Vehicle Eng. and Operations and Powerplant Meetings, Chicago, Jun 1973.*
- [36] Krytow, W.Y. , Controle automático de motores de combustão interna (em russo), MIR Publs. Mockba, 1987.
- [37] Krause, P., *Analysis of Electric Machinery*. McGraw-Hill Book Co. ,1986.
- [38] Leonhard, W., *Regelung in der elektrischen Antriebstechnik*. Teubner, Stuttgart, 1974.
- [39] Bödefeld, Th., H. Sequenz , *Elektrische Maschinen*. 8. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1971.
- [40] Jakolevic, S. , Optimale Motorkennfeld-Steuerung - IRP Bericht 1/75 , Universität Stuttgart.
- [41] Harland, G.F. and K.F. Gill, Design of a model-reference adaptive control for an internal combustion engine. *Meas. and Control*, vol 6, April, 1973.
- [42] Hang, C.C. , An experimental study of a model-reference system identification method. *Int. J. Control*, 1976, vol 23, n.3.
- [43] Flower, J.D. and G.P. Windett , Dynamic measurements of a large Diesel engine using PRBS techniques. *Int. J. Control*, 1976, vol 24, n.3.
- [44] Monk, J. and J. Comfort , Mathematical model of an internal combustion engine and dynamometer test rig, *Meas. and Control*, vol 3, Jun 1973.
- [45] ABNT . Motor Diesel - Análise dos gases de escapamento. NBR 11480 CB-5, 1991; NBR 10813 CB-5 , 1993. Norma técnica.
- [46] Wolovich, W.A., *Linear Multivariable Systems - Applied Mathematical Sciences*, vol II . Springer Verlag, N.Y. , Berlin, 1974.
- [47] Vardulakis, A. , Internal stabilization and decoupling in linear multivariable systems by unit output feedback compensation, *IEEE t.A.C.*, Aug 1987.
- [48] Zames, G. , Feedback and Optimal Sensitivity : Model Reference Transformations, Multiplicative Seminorms and Approximate Inverses, *IEEE t.A.C.* , Vol.AC-26 , April 1981.

- [49] Vidyasagar, M. , *Non-linear Systems Analysis*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1993.
- [50] Franklin, G.P., *Digital control of dynamic systems*. Addison Wesley Publs., 1987.